

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ENGELLİ ARAÇLARININ SONLU ELEMANLAR METODU  
YARDIMI İLE ÇEVRESEL ŞARTLARA UYGUNLUĞUNUN  
İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Mak. Yük. Müh. İbrahim Kutay YILMAZÇOBAN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT**  
**Tez Danışmanı : Prof. Dr. Abdullah MİMAROĞLU**

Ekim 2009

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ENGELLİ ARAÇLARININ SONLU ELEMANLAR  
METODU YARDIMI İLE ÇEVRESEL ŞARTLARA  
UYGUNLUĞUNUN İNCELENMESİ


DOKTORA TEZİ


Mak.Yük.Müh. İ. Kutay YILMAZÇOBAN


Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ  
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT

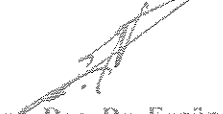
Bu tez 02/10/2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

  
Prof. Dr. Abdullah MİMAROĞLU  
Jüri Başkanı

  
Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK  
Üye

  
Doç. Dr. Nezzettin KAYA  
Üye

  
Yrd. Doç. Dr. Mehmet FIRAT  
Üye

  
Yrd. Doç. Dr. Ergün NART  
Üye

## TEŞEKKÜR

Doktora süreci boyunca baŐta danıŐman hocam, Sayın Prof. Dr. Abdullah MİMAROĞLU'na akademik çalıŐmalarımnda ve doktora tez sürecinde bana desteklerini esirgemediği için minnettarlığımı sunarım. Doktora tez izleme komitesinde bulunan hocalarım, Sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet FIRAT'a ve Sayın Yrd. Doç. Dr. Ergün NART'a, tez çalıŐmamdaki eksik noktaların belirlenmesi ve düzeltilmesi sürecinde göstermiŐ oldukları destek ve ilgiden dolayı teŐekkürlerimi sunarım. Bu tez konusunun ortaya çıkmasında yardımcı olan Sayın Yrd. Doç. Dr. Yavuz SOYDAN'a teŐekkürlerimi sunarım. Mesai arkadaşlarım –Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman İYİBİLGİN'e, Sayın Yrd. Doç. Dr. Osman Hamdi METE'ye, Sayın YaŐar KAHRAMAN'a, Sayın Sedat İRİÇ'e, Sayın Cemil YİĞİT'e ve Sayın Ufuk DURMAZ'a- tez çalışması süreci boyunca yapmış oldukları katkılardan dolayı teŐekkürü bir borç bilirim.

Tez geliştirme sürecinde sayısal modelin hazırlanması için deneyimlerinden faydalandığım CADFEM sayısal danıŐmanlık firmasının Dortmund müdürü olan Wolfgang LIETZ'e, Figs firmasından Sayın Ercenk AKTAY'a katkılarından dolayı kendisine teşekkür ederim.

Her koŐul altında bana verdiği maddi, manevi ve bilimsel destekten dolayı eŐim Sayın Nursel KIRATLI YILMAZÇOBAN'a, en içten duygularımnda teşekkür ederim. Daima benden desteklerini esirgemeyen ve her zaman yanımda olan aileme sonsuz teŐekkürlerimi sunarım.

İ.Kutay YILMAZÇOBAN

## İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	İ
İÇİNDEKİLER .....	İİ
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ .....	İV
ŞEKİLLER LİSTESİ .....	Vİİİ
TABLolar LİSTESİ.....	XVI
ÖZET.....	XVİİİ
SUMMARY .....	XIX

### BÖLÜM 1.

GİRİŞ .....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Elektrik Motorlu Tekerlekli Sandalyeler(EMS).....	2
1.2.1. ANSI/RESNA standartları .....	3

### BÖLÜM 2.

MODELLEME VE ANALİZLER.....	64
2.1. Giriş.....	64
2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi .....	65
2.3. Sonlu Eleman Analizleri .....	75
2.3.1. Çarpışma analizinde Ansys/LS-Dyna .....	76
2.3.2. Eleman tipi .....	77
2.3.3. Malzeme modelleri .....	78
2.4. Tekerlekli Sandalye Özellikleri ve Çarpışma Koşulları.....	84
2.5. Tekerlekli Sandalye Seçimi ve CAD Modellerinin Oluşturulması .....	86
2.6. Tekerlekli Sandalye Sonlu Eleman Analiz Modellerinin Oluşturulması .....	90

2.6.1. Tasarım modifikasyonları .....	95
2.6.2. Çarpışma Testi Koşulları .....	101
BÖLÜM 3.	
ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA .....	102
3.1. Giriş .....	102
3.2. Analizler .....	103
3.2.1. Ticari beş sandalyenin analiz sonuçlarının karşılaştırılması...	105
3.2.2. Sandalyelerin ağırlık merkezinden kütle uygulanmasıyla karşılaştırılması .....	111
3.2.3. Sandalye ve kullanıcı ağırlık merkezinden kütle uygulanmasıyla karşılaştırılması .....	116
3.2.4. Tasarım modifikasyonları ve analizleri .....	121
BÖLÜM 4.	
SONUÇLAR .....	139
4.1. Sonuçlar .....	139
BÖLÜM 5.	
ÖNERİLER .....	141
5.1. Öneriler .....	141
KAYNAKLAR .....	142
EKLER .....	149
ÖZGEÇMİŞ .....	163

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$a_{\text{chest}}$	:	Göğüs ivmesi
$A$	:	Alan
$A_k$	:	Rijtilik katsayısı (kalıcı hasarı oluşturmayan, temas alan genişliğindeki birim başına düşen maksimum kuvveti tanımlar.) [N/m]
ANSI/RESNA	:	American National Standards Institute/Rehabilitation Engineering and Assistive Technology Society of North America
ATD	:	Antropomorfik test mankeni (Hibrit III)
$b_0$	:	Kalıcı hasar oluşturmayan maksimum hız (m/s)
$b_1$	:	Çarpışma hızı ve hasarın oranı ( $s^{-1}$ )
$B$	:	Rijtilik katsayısı (temas alan genişliğindeki birim başına düşen kuvvetin kalıcı hasar derinliğine oranı) [ $N/m^2$ ]
BISO	:	Bilineer izotropik
BKIN	:	Bilineer kinematik
$c_k$	:	Çarpışma sonrası ortalama kalıcı hasar derinliği (m)
C, P	:	Cowper-Symonds pekleşme oran parametreleri
CG	:	Center of Gravity (Ağırlık Merkezi)
CIC	:	Birleşik yaralanma kriteri
D	:	Oturak açısı
[D]	:	Malzeme matrisi
E	:	Young modülü
$E_{\text{abs}}$	:	Yapının plastik deformasyonu ile absorbe edilen enerji
$E_{\text{crash}}$	:	Çarpışma enerjisi
$E_l$	:	Ayıklık uzunluğu
$E_p$	:	Plastik pekleşme modülü

$E_t$	:	Tanjant modülü
$Exc_{head}$	:	Başın ileri doğru hareketi
$Exc_{knee}$	:	Dizin ileri doğru hareketi
$Exc_{wc}$	:	Tekerlekli sandalyenin ileri doğru hareketi
$Exc_{wc}/Exc_{knee}$	:	Tekerlekli sandalyenin dize göre hareketlerinin oranı
EMS	:	Elektrik Motoru ile Çalışan tekerlekli Sandalye
Euro NCAP	:	European National Car Assessment Programme
$f_i, f_j$	:	Düğümlerdeki kuvvetler
$F$	:	Kuvvet
$F_{cg}$	:	Tekerlekli sandalye ağırlık merkez kuvveti
$F_{comp}$	:	Boyundaki aksenal yükleme ( basma )
$F_k$	:	Temas alan genişliğindeki birim başına düşen kuvvet
$F_1$	:	Arka teker yatay pozisyonu
$F_{or}$	:	Kişi tutulma (emniyet) kuvveti
$F_{rtd} \& F_{ftd}$	:	Sandalyenin ön ve arka bölgesinin kızığa bağlama kuvveti
$F_{rw} \& F_{fw}$	:	Ön ve arka tekerlek kuvveti
$F_s$	:	Oturma kuvveti
$F_{shear}$	:	Boyunda oluşan kesme kuvveti ( boyun kökü için )
$F_{tens}$	:	Boyundaki aksenal yükleme ( çekme )
FLD	:	Şekillendirme sınır diyagramı
FMVSS	:	Federal Motor Vehicle Safety Standard
$G$	:	Kayma modülü
GM-IARVs	:	General Motors Injury Assessment Reference Values
HIC	:	Baş yaralanma kriteri
HTD	:	Hibrit II test mankeni
$i, j$	:	İki düğüm noktası
ID	:	Efektif akma gerilmesi ile efektif plastik zorlanmaya bağlı yükleme eğri numarası
$k$	:	Yay sabiti
$l$	:	Orijinal boy
$L_h$	:	Sandalyenin dingilleri arasındaki mesafe
$m$	:	Düşey oturak pozisyonu
$M_d$	:	Test manken kütlesi (kg)

$M_{flex}$	:	Boyunda oluşan moment ( esneme )
$M_w$	:	Sandalye kütlesi (kg)
MC	:	Hareket kriteri
n	:	Pekleşme üsteli
NASS	:	National Accident Sampling System
NHTSA	:	The National Highway Traffic Safety Administration
R	:	Anizotropik pekleşme parametresi
S	:	Sandalyenin genişliği
SAE	:	Society of Automotive Engineers
t	:	Zaman
$u_i, u_j$	:	Düğümlerin yer değiştirmeleri
$V_i$	:	Çarpışma hızı (m/s)
w	:	Çarpışma genliği (aralığı) (m)
$W_L$	:	W kesitindeki sacın uzunluğu
WTORS	:	Wheelchair Tiedown and Occupant Restraint Systems
x	:	Yer değiştirme miktarı
$x_i$	:	Ağırlık merkezi ile sırtlık arasındaki mesafe
$x_{ii}$	:	Ağırlık merkezi ile ön tekerlek merkezi arasındaki yer iz düşüm mesafesi
y	:	Ağırlık merkezi ile zemin arasındaki mesafe
$\alpha$	:	Isıl genleşme katsayısı
$\beta$	:	Pekleşme parametresi
$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$	:	Kayma deformasyonları (zorlanmaları)
$\delta$	:	Yatay oturak pozisyonu
$\Delta$	:	Yer değişimi
$\Delta l$	:	Boydaki değişim
$\epsilon$	:	Zorlanma
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$	:	Normal deformasyonlar(zorlanmalar)
$\dot{\epsilon}$	:	Şekil değişim hızı
$\epsilon_{eff}^p$	:	Efektif plastik zorlanma (plastik şekil değişim hızı)
$\theta$	:	Salınım açısı (derece)
$\nu$	:	Poisson oranı
$\rho$	:	Yoğunluk



$\sigma$	:	Gerilme
$\sigma_a$	:	Akma gerilme değeri
$\sigma_0$	:	Başlangıçtaki akma gerilmesi
$\sigma_{maks}$	:	Maksimum çekme gerilmesi
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	:	Normal gerilmeler
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	:	Kayma gerilmeleri
$\psi$	:	Sırtlık açısı

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1.	Tekerlekli sandalye örneği.....	2
Şekil 1.2.	Tekerlekli sandalyede, test manken ağırlığının benzetimi için yükleme durumu .....	6
Şekil 1.3.	Tekerlekli sandalye tarafından oluşturulan stabil ayak izi(kaplama alanı) .....	6
Şekil 1.4.	Statik kararlılığı etkileyebilecek ayarlanabilir bileşenler $\psi$ : Sırtlık açısı; $\delta$ : Yatay oturak pozisyonu; m: Düşey oturak pozisyonu; D: Oturak açısı; $E_1$ : Ayaklık uzunluğu; $F_1$ : Arka teker yatay pozisyonu. ....	7
Şekil 1.5.	Arka (i) ve ön (ii) için geometrik devrilme açıları.....	8
Şekil 1.6.	Yokuş aşağı statik kararlılık test görüntüsü .....	8
Şekil 1.7.	Yokuş yukarı statik kararlılık test görüntüsü .....	10
Şekil 1.8.	Yanal statik kararlılık test görüntüsü .....	11
Şekil 1.9.	Önden tekerlekli sandalye örneği.....	13
Şekil 1.10.	Ortadan tekerlekli sandalye örneği .....	13
Şekil 1.11.	Arkadan tekerlekli sandalye örneği .....	14
Şekil 1.12.	İvme ve hız ölçer (sürüklenen tekerlek) uygulaması .....	20
Şekil 1.13.	İkili tambur makinesi .....	23
Şekil 1.14.	Düşürme makinesi .....	24
Şekil 1.15.	Albay Dr. John Paul STEP'in 1947'de yaptığı ilk çarpışma testleri ....	26
Şekil 1.16.	Ortalama 1017km/h'lik hızla ve 43g'lik bir ivme ile gerçekleştirilen deneme. ....	27

Şekil 1.17.	Dr. STEP'in kullandığı ilk test mankeni.....	27
Şekil 1.18.	Hibrit III Erkek Test Mankeni .....	29
Şekil 1.19.	General Motors Araç Güvenlik ve Çarpışma Laboratuvarı.....	30
Şekil 1.20.	Malzeme mukavemet karakteristikleri.....	33
Şekil 1.21.	Lineer çarpışma modeli.....	35
Şekil 1.22.	Önden çarpışmada kızığa bağlı sandalyenin çarpışma yüklemesi .....	40
Şekil 1.23.	Hibrit III erkek test mankeniyle yapılmış test düzeneği çarpışma modeli .....	41
Şekil 1.24.	Oturak donanımlarının test düzeneği .....	46
Şekil 1.25.	Oturak düzeneği ve düşürme kanca bağlantısı.....	47
Şekil 1.26.	Kancaların sistemden kayması ile oluşan hasarlar a)alüminyum kanca, b) paslanmaz çelik kanca, c)karbon çeliğinden kanca.....	48
Şekil 1.27.	Kanca oturak bağlantı donanımı ve kontrplak deformasyonu .....	49
Şekil 1.28.	Disk tipi yük hücrelerinin, SAE J2249 tekerlekli sandalyenin oturağına bağlanması .....	50
Şekil 1.29.	SAE J2249 tekerlekli sandalyenin farklı testler için ağırlık merkezi ve emniyet nokta bağlantıları.....	51
Şekil 1.30.	Pelvis kemiğinin sınırlandırılmasında tercih edilen sınırlandırma bölgeleri .....	53
Şekil 1.31.	SAE J2249 ve ANSI/RESNA WC-19 üst beden omuz kemeri için tercih edilen bölgeler.....	53
Şekil 1.32.	Tekerlekli sandalyedeki emniyet kemerinin, önden ve arkadan bağlantı tipi .....	55
Şekil 1.33.	Kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, kızak düzeneğine bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli.....	56
Şekil 1.34.	Emniyet kemerinin omuz bağlantı şekli ve açıları.....	57

Şekil 1.35.	Kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, sandalyeye bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli.....	57
Şekil 1.36.	Çarpışma sürecinde, (a)emniyet kemeri kızağa bağlanmış durum, (b) sandalyeye bağlanmış durum .....	61
Şekil 2.1.	Dişli parçasının sonlu eleman modeli .....	67
Şekil 2.2.	Doğrusal sonlu elemanlara ayrılmış 1 boyutlu cisim.....	67
Şekil 2.3.	Dörtgen sonlu elemanlara ayrılmış 2 boyutlu cisim .....	68
Şekil 2.4.	Dikdörtgen prizma elemanlara ayrılmış 3 boyutlu cisim.....	68
Şekil 2.5.	Kütle kuvvetleri, yüzey kuvvetleri ve tekil kuvvetler altındaki çubuğun sonlu elemanlar modeli. ....	69
Şekil 2.6.	Üniform kesite sahip katı eleman üzerine F kuvvetinin uygulanışı.....	70
Şekil 2.7.	Şekil 2.5’deki modelin yay modeline dönüştürülmesi.....	71
Şekil 2.8.	Yay elemanı .....	71
Şekil 2.9.	Lineer ve lineer olmayan durumlar için kuvvet-yer değiştirme ilişkisi.....	72
Şekil 2.10.	Yüzeylerdeki gerilme durumu .....	73
Şekil 2.11.	Bir kamyonetin duvara çarpmasının LS-DYNA’daki sonlu eleman modeli.....	76
Şekil 2.12.	Solid 164 eleman tipi .....	77
Şekil 2.13.	Kinematik ve izotropik pekleşme modellerinde elastik-plastik davranış ( $l_0$ deforme olmamış boy, $l$ deforme olmuş boy).....	83
Şekil 2.14.	Kızaklı test düzeneği.....	84
Şekil 2.15.	Tekerlekli sandalyenin önden çarpışma test düzeneği.....	85
Şekil 2.16.	Tekerlekli sandalyenin detaylı şasi CAD modeli.....	86
Şekil 2.17.	Sırasıyla Beş Tekerlekli Sandalyenin CAD modeli.....	89
Şekil 2.18.	Sırasıyla Beş Tekerlekli Sandalyenin FEA modeli.....	91

Şekil 2.19.	Tekerlekli Sandalye şasisinin ağırlık merkezine kütle ilave edilmiş CAD modeli .....	92
Şekil 2.20.	En dayanıklı şasiye sahip Tekerlekli Sandalyelerin ağırlık merkezine kütle ilave edilmiş sonlu eleman modelleri.....	92
Şekil 2.21.	Test mankeninin tekerlekli sandalyedeki konumlandırılmış CAD modeli .....	93
Şekil 2.22.	76kg'lık test mankeninin ağırlık merkezi .....	94
Şekil 2.23.	Sandalye 4 ile 5'e ait, sandalye ve ATD kütleleri ilave edilmiş sonlu eleman modelleri .....	94
Şekil 2.24.	Önden çarpışma koşulları için geliştirilen sandalye4 CAD Modeli .....	95
Şekil 2.25.	“W” şekilli sac profili ile, önden çarpışma sönümlenme CAD Modeli .....	96
Şekil 2.26.	Geliştirilmiş sandalyede kalçadan bağlı emniyet kemeri uygulaması .....	97
Şekil 2.27.	Geliştirilmiş sandalye modelinde, omuz ve kalçadan bağlı emniyet kemeri uygulaması .....	98
Şekil 2.28.	İlave profiller ile desteklenmiş Sandalyenin CAD Modeli .....	98
Şekil 2.29.	Desteklenmiş sandalyenin Sonlu Eleman Analiz Modeli .....	99
Şekil 2.30.	Dönme etkisinin ve hasarın azami olarak azaltıldığı Nihai Sandalyenin CAD Modeli.....	100
Şekil 2.31.	Kızaklı önden çarpışma için Sonlu Elemanlar Modeli .....	100
Şekil 3.1.	Sandalye_1 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	105
Şekil 3.2.	Sandalye_1 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler.....	106
Şekil 3.3.	Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge_1).....	107
Şekil 3.4.	Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge_2).....	107
Şekil 3.5.	Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge_3).....	108
Şekil 3.6.	Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge_4).....	108

Şekil 3.7.	Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge_5).....	109
Şekil 3.8.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılan Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımları .....	112
Şekil 3.9.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	112
Şekil 3.10.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	113
Şekil 3.11.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	113
Şekil 3.12.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	114
Şekil 3.13.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	114
Şekil 3.14.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılan Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımları .....	116
Şekil 3.15.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının gerilme değerleri.....	117
Şekil 3.16.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri.....	117
Şekil 3.17.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	118
Şekil 3.18.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri.....	118
Şekil 3.19.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri .....	119
Şekil 3.20.	Kullanıcının bulunduğu sönmleme sistem uygulaması .....	123

Şekil 3.21.	1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının A1010'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	126
Şekil 3.22.	1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Titanyum'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	127
Şekil 3.23.	1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Alüminyum'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	129
Şekil 3.24.	1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının UHM_Karbon_Fiber'e ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	130
Şekil 3.25.	1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının SM_Karbon_Fiber'e ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	131
Şekil 3.26.	A1010'a ait kızaklı önden çarpışma test sürecinde, 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	135
Şekil 3.27.	UHM-Karbon-Fiber'e ait kızaklı önden çarpışma test sürecinde, 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları .....	136

Şekil A.1.	Sandalye_2 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	149
Şekil A.2.	Sandalye_3 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	149
Şekil A.3.	Sandalye_4 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	150
Şekil A.4.	Sandalye_5 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	150
Şekil A.5.	Lastik takoz kullanılan sönümleme Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	151
Şekil A.6.	1.5mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı.....	151
Şekil A.7.	1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı.....	152
Şekil A.8.	0.7mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan omuz ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	152
Şekil A.9.	1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan omuz ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı .....	153
Şekil A.10.	1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı.....	153
Şekil A.11.	1mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı.....	154
Şekil B.1.	Sandalye_2 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler .....	155
Şekil B.2.	Sandalye_3 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler .....	155
Şekil B.3.	Sandalye_4 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler .....	156
Şekil B.4.	Sandalye_5 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler .....	156
Şekil C.1.	Beş Sandalyenin kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	157



Şekil C.2.	Beş Sandalyenin kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	157
Şekil C.3.	Beş Sandalyenin kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	158
Şekil C.4.	Beş Sandalyenin kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	158
Şekil C.5.	Beş Sandalyenin kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	158
Şekil C.6.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	159
Şekil C.7.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	159
Şekil C.8.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	159
Şekil C.9.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	160
Şekil C.10.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	160
Şekil C.11.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	160
Şekil C.12.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri.....	161
Şekil C.13.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	161
Şekil C.14.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri.....	161
Şekil C.15.	Sandalye_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri .....	162

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 1.1.	Yokuş aşağı kararlılık için bileşen konfigürasyonları .....	9
Tablo 1.2.	Yokuş yukarı kararlılık için bileşen konfigürasyonları .....	10
Tablo 1.3.	Yanal kararlılık için bileşen konfigürasyonları .....	11
Tablo 1.4.	Deneysel ve teorik devrilme açısı örnekleri .....	12
Tablo 1.5.	Örnek dingil açıklığı, yükseklik ve kütle ölçümleri(Hücrelerde bulunan iki sayı min ve max aralığını belirtmektedir.).....	12
Tablo 1.6.	Dinamik kararlılık için puanlama kriteri .....	17
Tablo 1.7.	Kızaklı çarpışma testi ve tekerlekli sandalye/yolcu model durumları.....	42
Tablo 1.8.	Yaralanma ve kinematik hareket kriterleri .....	60
Tablo 2.1.	A1010 soğuk çekme standart çelik özellikleri.....	86
Tablo 2.2.	Tekerlekli sandalyelerin sonlu eleman modellerindeki eleman ve düğüm sayıları.....	90
Tablo 3.1.	İlk beş sandalyenin kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları.....	110
Tablo 3.2.	İlk beş sandalyenin kritik beş eleman için maksimum zorlanmaları .....	110
Tablo 3.3.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları.....	115
Tablo 3.4.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için maksimum zorlanmalar .....	115
Tablo 3.5.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları.....	119

Tablo 3.6.	Sandalye_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için maksimum zorlanmalar.....	120
Tablo 3.7.	Titanyum alaşımının özellikleri .....	126
Tablo 3.8.	Alüminyum alaşımının özellikleri .....	128
Tablo 3.9.	UHM-Karbon-Fiber'in özellikleri .....	129
Tablo 3.10.	SM-Karbon-Fiber'in özellikleri.....	130
Tablo 3.11.	Tasarım modifikasyonunda kullanılan malzemelerin kıyaslanması...	131

## ÖZET

Anahtar Kelimeler: Tekerlekli Sandalye, Dayanım, Sonlu Elemanlar Metodu

Özürli insanların yaşantıları, standartların yeterli olmadığından dolayı sıkıntılarla doludur. Bedensel özrü bulunan kişiler, eskiden yapabildikleri bazı hareketleri yapamaz hale geldiklerinden dolayı, gündelik hayatı daha kolay sürdürebilmek için bir takım araç ve gereçlere ihtiyaç duymaktadırlar. Bu araç, gereçlerin başında ise tekerlekli sandalyeler bulunmaktadır.

Tekerlekli sandalyeler, ihtiyaca göre önce kişinin kendi kuvveti ile hareket eden basit bir mekanizma biçiminde oluşturulmuşlardır. Son zamanlarda ise, elektrik vb. güçler ile çalışan motorlu araçlar şeklinde kullanılmaya başlanmışlardır.

Çalışmada, piyasada ticari olarak bulunan en kullanışlı beş adet elektrik motorlu tekerlekli sandalye şasisinin, bilgisayar ortamında modeli hazırlanmış ve önden çarpışma simülasyonları yapılmıştır. Simülasyon koşulları olarak, 13.4m/s hızında ve 140 milisaniye sürecinde sandalye şasisinin, rijit bir duvara önden çarptırılması belirlenmiştir. En iyi iki sandalye tespit edilerek sandalye ve kullanıcı ağırlıkları ilavesiyle önden çarpışma testleri tekrar edilmiştir. Bu simülasyonlar yardımıyla seçilen en iyi sandalye modeli, tasarım modifikasyonu ve malzeme seçimi yaklaşımları ile önden çarpışma etkilerini azaltarak sönmeyecek biçimde, mekanik açıdan geliştirilmiştir. Model olarak geliştirilen sandalye modeline farklı malzemeler uygulanarak son tasarımın önden çarpışma koşullarında hangi malzeme ile daha az hasar gördüğü tespit edilmiştir. Geliştirilen tekerlekli sandalye modeli ise ANSI/RESNA standartlarına uygun biçimde kızaklı önden çarpışma testine tabi tutulmuştur.

Tüm bu değerlendirmelerin neticesinde, sandalyenin direkt önden çarpışması durumunda, engelli güvenliği bakımından, dizyan ve malzeme olarak en uygun tekerlekli sandalye modeli belirlenmiştir.

# **ANALYSIS OF WHEELCHAIRS' FRAME SOUNDNESS UNDER ENVIRONMENTAL CONDITIONS: USE OF FINITE ELEMENT TECHNIQUE**

## **SUMMARY**

Keywords: Wheelchair, Soundness, FE technique

Living as a disabled person is difficult with the insufficient life standards. Disabled persons need some facilities to cover some of his/her disability. One of the essential equipments for disabilities is a wheelchair.

In this study five types of commercial available Electric Powered Wheelchairs (EPW) were modeled and simulated using CAD code (Pro\_E and CATIA) and FEM programs (ANSYS and LS-DYNA). Wheelchair chassis were modeled and analyzed by frontal impact at velocity of 13.4m/s 140milisecond period. In these conditions the chassis of wheelchair hit towards to the rigid wall directly. After simulations two of the best wheelchairs were selected. Then after the simulations were carried out, person's and chair's own weights were included. Frontal impact simulations were repeated with weighted simulation models. The optimum design model was selected. Finally to increase the soundness of the chair and to reach high safety standards for the disabled person, alternative design modification and material selections were determined. The modified design was simulated and analysed under ANSI/RESNA as frontal sledge impact test condition.

# **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

## **1.1. Giriş**

Bedensel engelli veya fiziksel özürlü olarak nitelendirilebilecek kişiler: günlük veya özel yaşantıda her hangi bir kişinin yapabileceği bir takım hareketleri (oturma, kalkma, yürüme, koşma vb.) gerçekleştiremeyen ya da buna muktedir olmayan kişi manasına gelmektedir.

Bedensel özür doğuştan olabileceği gibi sonradan meydana gelen bir hastalık veya kaza neticesinde ortaya çıkabilir ve eskiden yapabilinen bazı hareketler artık gerçekleştirilemez hale gelebilmektedir. Bundan dolayı kişi, gündelik hayatı daha kolay sürdürebilmek için bir takım araç, gereçlere ihtiyaç duymaktadır. Bu araç, gereçlerin başında ise tekerlekli sandalyeler yer almaktadırlar. Tekerlekli sandalyeler genelde yürüme özrü olan kişiler tarafından kullanılmaktadır.

Tekerlekli sandalyeler, ihtiyaca göre önce kişinin kendi kuvveti ile hareket eden basit bir mekanizma şeklinde oluşturulmuşlardır. Bu sistem dört adet tekerlek, ana gövde (şasi), ve bir oturaktan meydana gelmektedir. Sürücünün uzuvlarını koyabileceği destek yüzeyleri yapılarak(ayaklık; ellik, başlık vb.) şasi ile bağlantı kurulmaktadır. Bu sistemde genelde, tekerleklerin ikisi diğerlerine göre daha büyük olmaktadır.

Manüel tekerlekli sandalyelerde itiş gücü, arka bölgeye konuşlandırılmış daha büyük tekerleklerin yanındaki itiş çemberlerinin, kol kuvveti uygulanarak döndürülmesiyle elde edilmektedir. Gelişen teknoloji ile artık manüel engelli araçlarının yanında elektrik vb. güçler ile çalışan motorlu araçlar kullanılmaya başlanmıştır[1]. Kullanımı çok kolay olan bu sistemi, artık normal yaşantımızın birçok safhasında sık olarak gözlemlemekteyiz.

Şekil 1.1’de elektrik gücü ile çalışan, standart bir ticari tekerlekli sandalye (EMS) modeli görülmektedir.



Şekil 1.1. Tekerlekli sandalye örneği[2]

Tekerlekli sandalyeler değişik şekillerde sınıflandırılmaktadır. İtiş gücü önemli sınıflandırmalardandır. Tekerlekli sandalyelerde itiş gücü hangi tekerlekte ise o tekerlek diğerlerine nazaran daha büyük olmakta ve ona göre sandalyeler isimlendirilmektedir.

Bu durum göz önüne alındığında EMS’ler üçe ayrılırlar:

1. Önden tekerlekli sandalyeler,
2. Arkadan tekerlekli sandalyeler,
3. Ortadan tekerlekli sandalyeler.

## 1.2. Elektrik Motorlu Tekerlekli Sandalyeler(EMS)

“Elektrik Motoru ile Çalışan Tekerlekli Sandalye”(EMS) kullanımı çok yaygınlaştığından dolayı; bu sandalyelerin emniyetli kullanımı için bir takım standartlar getirilmiştir. Bu standartlar EMS’lerin gündelik şartlara uyumluluğu için gerekli koşullarda test ve kontrolünü sağlayan ayrıntıları içermektedir.

Bu standartları sağlayan en büyük organizasyon ise ANSI/RESNA (American National Standards Institute/ Rehabilitation Engineering and Assistive Technology Society of North America) dır.

### **1.2.1. ANSI/RESNA standartları**

ANSI/RESNA, tekerlekli sandalyeler için standartlar oluşturarak bunları denetleyen bir enstitdr. Çalışmalarda genellikle EMS'lerin ANSI/RESNA standartlarına uygun olarak güvenlik ve performans karakteristikleri ile ilgili değerlendirmeleri yapılmaktadır[2]. Sandalyelerde sürücü, dayanıklılık, karalılık, devrilme, hız, ivme, durma, kullanım alanları ve diğer etkenler; testlerde bir bütünlük arz etmektedirler. Analizlerde en önemli faktör, sürücünün tüm bu parametrelerden nasıl etkileneceği konusu olmaktadır. Sonuç itibariyle tüm bu çalışmalar, kullanıcının emniyeti ve problemsiz yola devam edebilmesi için gerekli olmaktadır.

Cooper'ın[3] ANSI/RESNA standartları üzerine yaptığı çalışmalara göre; belirlenmiş ultra hafif manüel tekerlekli sandalyelerin değerlendirilmesinde, yorulma ömrü, sırtlık yana yatma(eğilme) açısının kararlılığı ve maliyet açısından önemli farklılıklar tespit edilmiştir. Bunların yanında ultra hafif tekerlekli sandalyelerin yorulma ömürleri, hafif manüel-tekerlekli sandalyelere göre belirgin şekilde fazla olmaktadır.

Bu çalışmada yapılacak testlere göre gerekli ANSI/RESNA standartları, aşağıda başlıklar halinde sıralanmaktadır. Standartlar incelendiği takdirde EMS'lerin değerlendirilmesinde birçok faktör olduğu anlaşılmaktadır. Bu faktörlerden önde gelenler aşağıda verilmiştir[2, 4].

1. Genel boyutlar
2. Statik kararlılık
3. Dinamik karalılık
4. Fren mesafesi (Maksimum hız, ivme ve yavaşlama)
5. Statik dayanım
6. Yorulma dayanımı
7. Çarpışma dayanımı



8. Statik devrilme
9. Engel aşma kabiliyeti
10. Enerji tüketimi ve teorik menzil
11. Kontrol ve güç sistemi
12. Teknolojik özellikler
13. Sürücü kabiliyeti ve sürüş
14. Çevre koşulları ve iklimsel testler
15. Etkileşim

Bu faktörleri incelemek ve uygunluğunu belirtmek için standartlarda belirlenmiş testler uygulanmaktadır.

#### **1.2.1.1. Genel boyutlar**

Sandalyenin uzunluğu, genişliği, kütlesi ve dönüş kabiliyeti bu uygulama ile belirlenmektedir. Bu uygulamada, sandalyenin genel uzunluğu ölçülür. Ayaklık çıkartılıp sandalye uzunluğu tekrar ölçülür. Maksimum sandalye genişliği ölçülür. Sırtlık dikey hale getirilip en üst yere kadar yükseklik ölçülür. Sandalye ve bileşenlerinin kütlesi ölçülür. 360° dönüşte en küçük daire çapı ölçülür. Sandalyenin 180° tek geri hareketi ile dönebileceği minimum koridor genişliği ölçülür[2]. Amerika'da 1991'de yayınlanan engelliler için olan "The Americans for Disability Act" içerisinde yeni yapılan binalarda yapım teknikleri için özel yöntemler belirtilmiştir[5]. Burada 180°'lik bir dönüş için 1525mm dönüş boşluğuna ihtiyaç olduğu belirtilmiştir. Ev ve ofislerinde tekerlekli sandalye kullanan kişilerin, ortadan ve önden tekerlekli sandalyelerde daha çok rahat ettikleri belirtilmektedir. Bu tip sandalyelerde daha az dönüş boşluğuna ihtiyaç olmakta ve de sürücü için daha iyi bir perspektif sağlanmaktadır[2]. Mital[6], tekerlekli sandalyenin herhangi bir bagaja konulmasında uygulanabilir dinamik kaldırma yükünün 21kg olduğunu tespit etmiştir. Bu nedenle, EMS kullanıcıları rahat yolculuk yapmak için rampalı ve kaldırıcı sisteme sahip kamyonet veya otobüs kullanmak zorundadırlar.

## 1. Tekerlekli Sandalye Boyutları

- a. Tekerlekli sandalye test düzlemine yerleştirilip referans yükleyici ölçüm aleti koltuk(oturak) üzerine konulur.
- b. Oturma düzlem açısı ölçülür.
- c. Efektif oturma derinliği ölçülür.
- d. Gerçek ve efektif oturak genişlikleri ölçülür.
- e. Ön kenardaki oturak yüzey yüksekliği ölçülür.
- f. Sırtlık açısı ölçülür.
- g. Sırtlık yüksekliği ölçülür.
- h. Sırtlık genişliği ölçülür.
- i. Ayaklık ve oturak arası ölçülür.
- j. Ayaklık açıklığı ölçülür.
- k. Ayaklık uzunluğu ölçülür.
- l. Ayaklık ve bacak arasındaki açı ölçülür.
- m. Bacak ile oturma yüzeyi arasındaki açı ölçülür.
- n. Kolluk yüksekliği ölçülür.
- o. Kolluk önü ile sırtlık arasındaki uzaklık ölçülür.
- p. Kolluk uzunluğu ölçülür.
- q. Kolluk açısı ölçülür.
- r. Kolluklar arası mesafe ölçülür.
- s. Kolluk yapısının ön pozisyonu ölçülür.

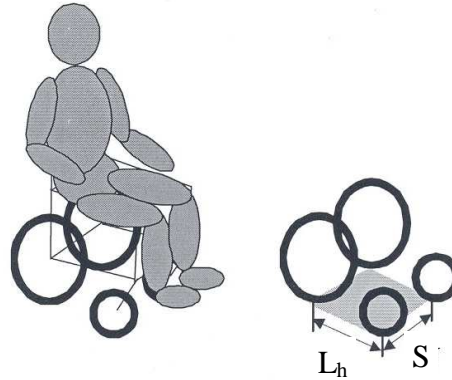
Şekil 1.2’de elektrik motoru ile çalışan tekerlekli sandalyenin, test manken ağırlığının benzetimi için yükleme durumu gösterilmektedir.



Şekil 1.2. Tekerlekli sandalyede, test manken ağırlığının benzetimi için yükleme durumu[2]

### 1.2.1.2. Statik kararlılık

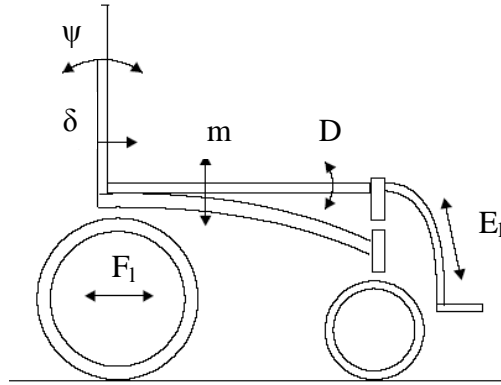
ANSI/RESNA standartlarının en önemli bölümlerinden birisi statik kararlılıktır. Burada, en çok ve en az kararlı konfigürasyonlarda tekerlekli sandalyenin statik devrilme açısı hakkında temel bilgi elde etmektir. Tüm sandalyeler yokuş yukarı, yokuş aşağı ve yanal olarak test edilmektedirler. Arkadan tekerlekli sandalyelerde yokuş aşağı, önden veya ortadan tekerlekli sandalyelerde ise yokuş yukarı kararlılığın daha fazla olması gerekmektedir. Tekerlekli sandalyenin kararlılığı büyük oranda kapladığı alana(ayak izine) bağlıdır[7]. Tekerleklerin zemine bastığı noktalar birleştirilirse kaplama alanı tayin edilmiş olmaktadır (Şekil 1.3). Sürücü/sandalye sisteminin ağırlık merkezi, bu kaplama alanı içinde kaldığı zaman tekerlekli sandalye statik olarak kararlı olmaktadır.



Şekil 1.3. Tekerlekli sandalye tarafından oluşturulan stabil ayak izi(kaplama alanı)[2]

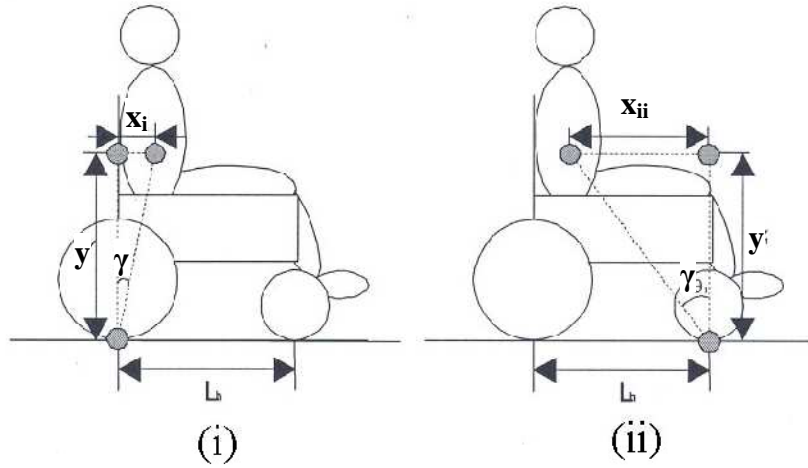
Sandalyedeki dingil açıklığı ( $L_h$ ), ön tekerin yere temas noktasından arka tekerin yere temas noktasına kadar olmaktadır. Genişlik ( $S$ ) ise ön tekerlerin dışlarından araç eninin ölçülmesi şeklinde alınan uzunluk olmaktadır. Ayrıca oturma yüksekliği de ölçülmektedir. Oturma yüksekliği, sürücü/sandalye ağırlık merkezini etkilemektedir.

Bazı bileşenlerin ayarlanması sandalyenin statik kararlılığını etkileyebilmektedir. Örneğin, sırtlık açısının artırılması, sürücü/sandalye sisteminin ağırlık merkezini arka tekerlek temas noktalarına doğru değiştirecektir. Bu durum, yokuş aşağı inerken kararlılığı artırırken, yokuş yukarı çıkarken kararlılığı azaltacaktır. Şekil 1.4'de, statik kararlılığı etkileyebilecek ayarlanabilir bileşenler görülmektedir.



Şekil 1.4. Statik kararlılığı etkileyebilecek ayarlanabilir bileşenler  $\psi$ : Sırtlık açısı;  $\delta$ : Yatay oturma pozisyonu;  $m$ : Düşey oturma pozisyonu;  $D$ : Oturma açısı;  $E_1$ : Ayaklık uzunluğu;  $F_1$ : Arka teker yatay pozisyonu[2].

Tekerlekli sandalyenin ağırlık merkezi ayak izi sınırları dışına çıktığında, statik olarak kararsız bir durum ortaya çıkmaktadır. Böylece arka tekerlek temas noktası ve ağırlık merkezi arasında oluşturulan hipotenüs yardımıyla doğru bir üçgen meydana getirilebilmektedir (Şekil 1.5). ( $\gamma$ ) açısı, tekerlekli sandalyenin arka yöndeki devrilme açısını tanımlamaktadır.  $\tan(\gamma) = x_i/y$  ise, ( $x_i$ ) ve ( $y$ ) değerleri bilindiği takdirde ( $\gamma$ ) açısı da bulunabilmektedir. ( $x_i$ ) arka tekerlek temas noktasının, ağırlık merkezine olan yatay uzaklığıdır. ( $y$ ) ise arka tekerlek temas noktasının ağırlık merkezine olan düşey uzaklığıdır. Gerekli ölçümler yapıldığı takdirde ( $\gamma$ ) açısı her sandalye için kolayca belirlenebilmektedir. Benzer şekilde ön ve yan durumlar içinde devrilme açısı hesaplanabilmektedir[2].



Şekil 1.5. Arka (i) ve ön (ii) için geometrik devrilme açıları[2]

Yokuş yukarı ve aşağı durumlar için iki açının da çok önemi vardır. Bir tekerlekli sandalye tasarlanırken kararlı bir sandalye için açılardan optimum değerde tutulması uygun olacaktır.

Statik kararlılık testleri:

#### 1. Yokuş Aşağı Testi (Şekil 1.6):



Şekil 1.6. Yokuş aşağı statik kararlılık test görüntüsü[2]

- a. Sandalyenin her hareketli parçası en az kararlı olan konuma getirilir. Tablo 1.1’de, bu test için bileşenler ve konumların listesi verilmektedir.

Tablo 1.1. Yokuş aşağı kararlılık için bileşen konfigürasyonları[2]

Ayarlanabilir Sandalye Bileşeni	En Az Kararlı Konfigürasyon	En Çok Kararlı Konfigürasyon
Arka teker pozisyonu	İleri	Geri
Şasiye ön tekerlek bağlantısı	Geri	İleri
Oturak pozisyonu	İleri	Geri
Oturak pozisyonu	Yüksek	Alçak
Sırtlık pozisyonu	İleri	Geri
Sırtlık pozisyonu	Dikey	Geri
Oturak pozisyonu	Dikey	Aşağı

- b. 100kg'lık ANSI/RESNA test mankeni tekerlekli sandalye koltuğuna yerleştirilir.
- c. Tekerlekli sandalye yokuş aşağı bakacak şekilde yerleştirilir; sandalyenin kaymasını ve tekerleklerin dönmesini engellemek için bir takoz kullanılmaktadır. Ayrıca yokuş yukarı olan tekerlek altına bir parça kâğıt konulur.
- d. Devrilme açısına kadar eğim artırılır ve bu değer kaydedilir. Yokuş yukarı olan tekerlek altından kâğıt çekilebildiği zaman, devrilme açısına ulaşılmış demektir.
- e. Test mankeni tekerlekli sandalyeden kaldırılarak ayarlanabilir bileşenler yokuş aşağı durum için en kararlı konuma getirilir.
- f. b.- d. adımlar arası tekrarlanarak devrilme açısı kaydedilir[2].

## 2. Yokuş Yukarı Testi (Şekil 1.7):



Şekil 1.7. Yokuş yukarı statik kararlılık test görüntüsü[2]

- a. Yokuş aşağı testi tekerlekli sandalye ters yöne çevrilerek uygulanır. Bu durumda kâğıt tekerlekli sandalyenin ön tekerleğinin altına konulur[2].

Aşağıdaki tabloda (Tablo 1.2) yokuş yukarı kararlılık testlerinde kullanılacak bileşen konfigürasyonları verilmiştir.

Tablo 1.2. Yokuş yukarı kararlılık için bileşen konfigürasyonları[2]

Ayarlanabilir Sandalye Bileşeni	En Az Kararlı Konfigürasyon	En Çok Kararlı Konfigürasyon
Arka teker pozisyonu	İleri	Geri
Şasiye ön tekerlek bağlantısı	Geri	İleri
Oturak pozisyonu	Geri	İleri
Oturak pozisyonu	Yüksek	Alçak
Sırtlık pozisyonu	Geri	Dikey
Sırtlık pozisyonu	Geri	İleri
Oturak pozisyonu	Geri	Dikey

### 3. Yatay Yön Testi (Şekil 1.8):



Şekil 1.8. Yanal statik kararlılık test görüntüsü[2]

- a. Diğer testlerde yapılan uygulamalar tekrarlanır. Yalnız bu test de tekerlekli sandalye yokuş eğimine dik yani yan duracak şekilde uygulama yapılmaktadır[2].

Yanal statik kararlılık konfigürasyonları Tablo 1.3’de yer almaktadır.

Tablo 1.3. Yanal kararlılık için bileşen konfigürasyonları[2]

Ayarlanabilir Sandalye Bileşeni	En Az Kararlı Konfigürasyon	En Çok Kararlı Konfigürasyon
Arka teker pozisyonu	En sınırlı(dar) iz	En geniş iz
Şasiye ön tekerlek bağlantısı, ön-arka	Geri	İleri
Şasiye ön tekerlek bağlantısı, içeri-dışarı	İçeri	Dışarı
Oturak pozisyonu, ön-arka	İleri	Geri
Sırtlık pozisyonu, düşey	Yüksek	Aşağı
Oturak pozisyonu, eğiklik	Dikey	Geri
Sırtlık pozisyonu, arkaya dayalı	Dikey	Geri



#### 4. Dingil Açıklık Ölçümleri:

- Tekerlekli sandalyenin ön ve arka tekerlek merkezleri arasındaki mesafe ölçülmektedir.
- Tekerlekli sandalyenin ön ve arka tekerleklerinin dıştan dışa genişliği ölçülmektedir[2].

Tekerlekli sandalyede, alçak oturak ve geniş dingil aralığının olması; yüksek oturak ve kısa dingile göre daha kararlı bir durum ortaya koymaktadır. Dingil açıklığı yokuş yukarı ve yokuş aşağı testlerinde; dingil genişliği ise yanal ve yatay testlerde kullanılmaktadır. Tablo 1.4'de deneysel ve teorik devrilme açı örnekleri; Tablo 1.5'de ise örnek dingil açıklığı, yükseklik ve kütle ölçümleri görülmektedir.

Tablo 1.4. Deneysel ve teorik devrilme açı örnekleri[2]

Tekerlekli Sandalye Tipi	Deneysel Modelin Devrilme Açısı	Geometrik Modelin Devrilme Açısı	Fark
E&J Lancer	21.8°	20.1°	+1.7°
Quickie P200	25.1°	23.8°	+1.3°
Invacare Storm	25.9°	24.3°	+1.6°
Pride Jazzy	17.6°	23.3°	-5.4°
Permobil Chairman	32.4°	29.9°	+2.5°

Tablo 1.5. Örnek dingil açıklığı, yükseklik ve kütle ölçümleri(Hücrelerde bulunan iki sayı min ve max aralığını belirtmektedir.)[2]

Tekerlekli Sandalye	Uzunluk(mm)	Genişlik(mm)	Oturak Yüksekliği(mm)	Kütle(kg)
E&J Lancer	486;494	580	455	111
Quickie P200	635	590	470	92
Invacare Storm	450;500	610	510	117
Pride Jazzy	790	470	530;570	110
Permobil Chairman	640	460	540;690	123

Önden tekerlekli olan sandalyelerde yokuş yukarıya doğru olan öne ilerleme hareketi, yokuş aşağı doğru olan öne ilerleme hareketine göre daha kararlı olmaktadır. Arkadan tekerlekli sandalyelerde bu durumun tersi oluşmaktadır. Ortadan tekerlekli sandalyelerde ise iki durumun arasında bir kararlılık sağlanmaktadır.

Yapılan testlerin sonuçlarının anlaşılabilmesi için önden, ortadan ve arkadan tekerlekli sandalyelerin görünümleri Şekil 1.9, Şekil 1.10 ve Şekil 1.11’de verilmektedir.



Şekil 1.9. Önden tekerlekli sandalye örneği[2]



Şekil 1.10. Ortadan tekerlekli sandalye örneği[2]



Şekil 1.11. Arkadan tekerlekli sandalye örneği[2]

Tekerlekli sandalyelerde en büyük devrilme açılarına sahip olanlar, daha kararlı bir yapı sergilemektedirler. Bununla birlikte oturağın konumu, sürüş bölgesinin üst orasında ve gövde ağırlık merkezinin altında ise en kararlı durum meydana gelmiş olmaktadır.

Devrilme açısından sandalye ayarının da çok önemi olmaktadır. Çeşitli çalışmaların sonucunda görülmüştür ki; EMS'lerin en az ve en çok kararlı durumlar için devrilme açıları arasındaki fark  $2^\circ$  ila  $14^\circ$  arasında değişmektedir[2].

Kirby[8], tekerlekli sandalyenin farklı pozisyonlarında yükleme ilaveleri yapmanın, sandalyenin önden ve arkan kararlılığını etkilediğini ifade etmektedir. Kararlılığı belirgin olarak düşürmeden yüklemelerin yapılabileceği en uygun yer: kucak veya tekerlekli sandalyenin öne yakın olan kısmıdır.

Majaess[9] tarafından yapılan bir başka çalışmada, oturağın konumunun statik ve dinamik durum için hem ön hem de arka kararlılık koşullarını etkilediği belirtilmektedir. Oturağın hareket ettirilmesi ile ağırlık merkezi değişmektedir. Sırtlığın yerinin değiştirilmesi, ağırlık merkezini arka tekerin oluşturduğu kaplama alanının kenarına doğru itmektedir. Böylece yokuş yukarı devrilmeye olan eğilim, öncekinden daha küçük açıda olmaktadır. Basit bir geometrik model yardımıyla statik kararlılık tahmin edilebilir. Bu durum için gerekli ölçümler ise:

1. İz genişliği
2. Dingil açıklığı
3. Oturak yüksekliği
4. Kullanıcı ebatları

Tekerlekli sandalyelerde süspansiyon sistemi kullanıldığında (özellikle yokuş yukarı ve aşağı durumlarda) süspansiyon sistemi ağırlık altında sıkışarak devrilme açısının daha da azaldığı tespit edilmiştir. Bundan ötürü geometrik modelde süspansiyon sistemi hesaba katılmamaktadır. Çalışmalarda ise devrilme açısı  $15^\circ$ 'nin altına inmemiştir[2].

### **1.2.1.3. Dinamik kararlılık**

Dinamik testin amacı, EMS'lerin yukarı ve aşağı farklı açılardaki eğimlerde sürüş durumuna bağlı olarak tekerlekli sandalyelerin kararlılıklarını tespit etmektir. İleri giderken yokuş aşağı ve yokuş yukarı konumlar için frenleme; geri giderken ise yokuş aşağı frenleme yapılmakta ve sonra bu manevralar değerlendirilmektedirler. Önden veya ortadan tekerlekli sandalyelerde yokuş yukarı ileri giderken ve yokuş aşağı geri giderken; arkadan tekerlekli sandalyelerde ise yokuş aşağı ileri giderken kararlılığın daha fazla olması gerekmektedir.

En basit tanımlama: Dinamik olarak en yüksek hız ve ivme ile hareket en kararsız durumu ortaya çıkarmaktadır. Bu yüzden de ifade edilen konumda fren mesafesi, diğer koşullara göre daha uzun olacak ve tehlike yüzdesi artacaktır. Buna ilave olarak dinamik kararlılık ve fren mesafesi direkt olarak test yüzeyinin eğimiyle alakalıdır. Eğim arttıkça kararsızlık da doğru orantılı olarak artacaktır. Dinamik kararlılık testleri için bir yönde  $0^\circ$ ,  $3^\circ$ ,  $6^\circ$  ve  $10^\circ$  lik eğimlerde frenleme etkileri test edilirken diğer yönde,  $0^\circ$  ve  $5^\circ$  için test uygulanmaktadır[2].

Tekerlekli sandalyenin güvenlik tespitindeki en önemli faktörler statik ve dinamik kararlılıktır. Tekerlekli sandalye kazalarının büyük çoğunluğunu, devrilmeler ve düşmeler oluşturmaktadır. Tekerlekli sandalyenin dinamik kararlılığının hesaplanması, kullanıcının ulaşabileceği maksimum eğimin ve verilen eğimdeki manevraların, yapılabilişinin belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Önceki çalışmalar göstermiştir ki, tekerlekli sandalyenin dinamik kararlılığı sürüş yüzeyinin eğimine bağlı olmaktadır[10].

Hız, artan ivme(akselerasyon) ve azalan ivme(deselerasyon) bileşenlerinin tamamı tekerlekli sandalyenin dinamik kararlılığını etkilemektedir. Statik kararlılığa benzer şekilde ağırlık merkezinin konumu da çok önemli olmaktadır. Önden ve ortadan tekerlekli sandalyeler yokuş yukarı pozisyonda yokuş aşağı duruma göre daha kararlı olmaktadır. Bu durumun zıttı ise birçok arkadan tekerlekli sandalye için geçerlidir[2].

Dinamik kararlılık testleri:

#### 1. Geri Dinamik Kararlılık:

- a. Oturak müsaade edilen maksimum yüksekliğe ayarlanır.
- b. Hız kontrolü maksimum değerine getirilir.
- c. Test için bir insan sürücü kullanılır. Gerekli durumlarda toplam kütlenin 100kg olması için ağırlıklar ilave edilir.
- d. Devrilmeyi engelleyen araçlar en kısa ve en uzun pozisyonlarına ayarlanırlar.
- e. Her tekerlekli sandalyenin performansı, aşağıdaki tablodaki göstergeye göre sınıflandırılır[2].

Tablo 1.6'da dinamik kararlılık için puanlama kriteri verilmektedir.

Tablo 1.6. Dinamik kararlılık için puanlama kriteri[2]

<b>Gözlemlenmiş Dinamik Cevap</b>		<b>Değerlendirme</b>
<b>Devrilme Yok</b>	En az bir yokuş yukarı olan tekerlek, test düzleminde kalmaktadır.	4
<b>Geçici (kısa süreli) Devrilme</b>	Tüm yokuş yukarı olan tekerlekler havalanmakta, sonra test düzlemine geri düşmekte ve devrilme engelleyiciler ile zemin arasında bir temas olmamaktadır.	3
<b>Geçici (kısa süreli) Devrilme Engelleyici</b>	Tüm yokuş yukarı olan tekerlekler havalanmakta, sonra test düzlemine geri düşmekte ve sonra bir veya daha fazla devrilme engelleyici ile zemin arasında bir temas olmaktadır.	2
<b>Devrilme Engelleyiciye Takılma</b>	Tüm yokuş yukarı olan tekerlekler havalanmakta, devrilme engelleyiciler ile zemin arasında temas olmakta ve tekerlekli sandalye devrilme engelleyiciler üzerinde kalmaktadır.	1
<b>Tam Devrilme</b>	İlk konumdan 90° olmak üzere tekerlekli sandalye tamamen devrilmektedir.	0

- f. Sandalye, sürücü üzerindeyken test düzlemine yerleştirilir.
- g. Harekete durağan halden başlanarak maksimum ivme ile hareket edilir. Sonra dinamik cevap tablo 1.6'ya göre kaydedilir.
- h. VII. adım, tekerlekli sandalyenin önü yokuş yukarı bakacak şekilde 3°, 6° ve 10° eğimleri için tekrarlanır.
- i. Tekerlekli sandalye test düzleminde maksimum hızda sürülür.
- j. Yönetme kolu bırakılarak frenlemeye başlanır ve tablo 1.6'ya göre dinamik cevap puanlanır.
- k. i. ve j. adımlar, yönetme kolu ters konuma getirilerek tekrarlanır.
- l. i. ve j. adımlar, sandalye gücü kesilerek tekrarlanır.
- m. i. ve j. adımlar arası, 3°, 6° ve 10° eğimlerinde, sandalyenin yokuş yukarı ileri gitme durumu için tekrarlanır.
- n. i. ve j. adımlar arası, maksimum hızda sandalye yokuş aşağı geri giderken tekrar edilir.

## 2. İleri Dinamik Kararlılık:

- a. Sandalyenin sırtlık açısı dikey olacak şekilde ayarlanır.
- b. Ayaklık açısı maksimum yüksekliğe getirilir.
- c. Oturak en ön pozisyona getirilir.
- d. Hız kontrolü maksimum değerine getirilir.

- e. Test için bir insan sürücü kullanılır. Gerekli durumlarda toplam kütlenin 100kg olması için ağırlıklar ilave edilir.
- f. Sandalye 3° eğimden aşağıya maksimum hızla sürülür.
- g. Yönetme kolu bırakılarak frenleme yapılır ve Tablo1.6'ya göre dinamik cevap puanlanır.
- h. f. ve g. adımlar, yönetme kolu ters konuma getirilerek tekrarlanır.
- i. f. ve g. adımlar, sandalye gücü kesilerek tekrarlanır.
- j. Sandalye 3° eğimden aşağıya maksimum hızla sürülür.
- k. Son olarak Tablo1.6'ya göre dinamik cevap puanlanır[2].

### 3. Yanal Dinamik Kararlılık:

- a. Sandalyenin sırtlık açısı dikey olacak şekilde ayarlanır.
- b. Ayaklık açısı 120°'ye en yakın olacak şekilde ayarlanır.
- c. Oturak en arka pozisyona getirilir.
- d. Test için bir insan sürücü kullanılır. Gerekli durumlarda toplam kütlenin 100kg olması için ağırlıklar ilave edilir.
- e. Sandalye önü, 3° eğimde aşağıya bakar şekilde ayarlanır.
- f. Sandalye sola doğru maksimum ivme ile yokuş yukarı bakacak duruma kadar döndürülür.
- g. Son olarak Tablo1.6'ya göre dinamik cevap puanlanır.
- h. e. ve g. adımlar arası, 6° ve 10° eğimleri için tekrarlanır.

Bu testler değerlendirildiğinde şu sonuçlar ortaya çıkmaktadır. EMS'lerde yönetme kolu bırakıldığı zaman kademeli olarak, sandalyenin gücü kesildiğinde ise (elektro-mekanik frenlerin devreye girmesi ile) ani durma meydana gelmektedir. Frenlemede hızın ve eğimin önemi büyüktür. Yokuş aşağı durumlarda frenleme mesafesi artmakta ani yavaşlama ivmeleri ise tekerlekli sandalyelerin kaymasına sebep olmaktadır.

Önden ve ortadan tekerlekli sandalyeler yokuş aşağı dinamik frenlemede daha az kararlıdırlar. Test açısı arttıkça dinamik kararlılık azalmaktadır. Yapılan testler neticesinde  $6^\circ$  ile  $10^\circ$  arasında hiçbir tekerlekli sandalye tam olarak devrilmemiştir. Bütün eğimlerde geri ilerleme esnasında durma pozisyonları en kararsız durumu meydana getirmektedir. Bu sonuçlar neticesinde devrilme engelleyici tekerleklerin ne kadar etkili olduğu anlaşılmaktadır[2].

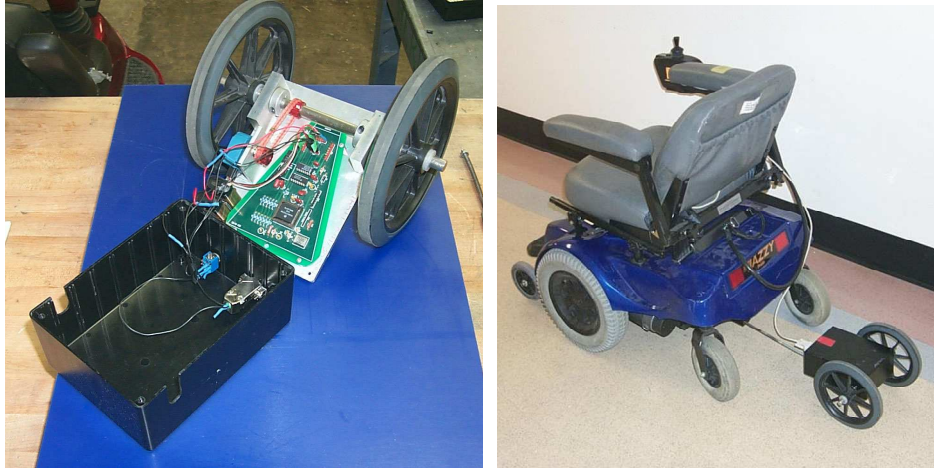
Dinamik kararlılığın değerlendirilmesi aşamasında maksimum ileri hız, maksimum geri hız ve devrilme engelleyici araçlar önemli faktörler olarak belirlenmektedir. ANSI/RESNA standartlarında, farklı eğimlerdeki, farklı frenleme durumlarının tekerlekli sandalyenin kararlılığına olan etkilerini belirtilmektedir[11].

Dinamik kararlılık hem araç tipinin fonksiyonu(önden, ortadan veya arkadan tekerlekli), hem de sürüş yüzey açısını ifade etmektedir. Yalnız standartlarda yanal dinamik kararsızlık konusunda eksiklikler mevcuttur. EMS'ler yokuş aşağı kullanılırken ani ve keskin dönüşlerde çok kararsız durumlar ortaya çıkmaktadır. Yanal dinamik kararsızlığa maksimum hız ve dönüş yarıçapının da etki büyük olmaktadır[2].

#### **1.2.1.4. Hız, ivme ve yavaşlama**

Bu testin amacı maksimum hızı, maksimum ve ortalama ivmeleri ve de yavaşlamaları tespit etmektir. Normalde bu ayarlar uygun seviyede üretici tarafından ayarlanmış olarak kullanıcılara ulaşmaktadır. Diğer testlerde olduğu gibi bu test; farklı eğimlerde birçok defa tekrar edilerek maksimum hız, ivme ve yavaşlama koşulları, yönetme kolunun serbest bırakılması veya geriye itilmesi ya da sandalye gücünün kesilerek frenleme yapılmasıyla tespit edilmektedir. Genelde önden tekerlekli sandalyeler, arkadan tekerlekli sandalyelere göre daha yavaş olmaktadır[2]. Şekil 1.12'de İvme ve hız kaydedici görülmektedir.





Şekil 1.12. İvme ve hız ölçer (sürüklenen tekerlek) uygulaması[2]

Bazı durumlarda (yol geçişleri vb.) ani olarak hızlanma veya yavaşlama gerçekleştirilebilmektedir. Yavaşlamak veya durmak için, yönetme kolunu serbest bırakmak, ters yöne itmek veya tüm sandalye gücünü kesmek gerekmektedir. Yalnız genelde yavaşlamak için yönetme kolunun serbest bırakılması yeterli olmaktadır. Cooper'a göre[5], 17 EMS kullanan kişi üzerindeki çalışmalar neticesinde günlük koşullarda maksimum hıza çok az ihtiyaç duyulmaktadır.

Cooper[12], frenleme metodunun ve sınırlandırmaların(emniyet kemeri vb.) EMS üzerindeki etkileri araştırmıştır. Hibrit II erkek test mankeni(HTD) 8 farklı EMS ile kullanılmıştır. Maksimum hızda seyrederken tekerlekli sandalyede frenleme; joystick (yönetme kolu) bırakılarak, ters yöne itilerek ve gücün kesilmesi ile sağlanmıştır. Denemelerde emniyet kemeri kombinasyonları ile ayaklıkların açık ve kapalı durumları değerlendirilmiştir. Yapılan incelemelerde fren mesafesi, fren zamanı ve frenleme ivmesinde belirgin farklılıklar olduğu tespit edilmiştir. Bunların yanında baş ve gövde yer değişimleri içinde belirli farklılıklar da mevcut olmaktadır. Sosner[13], bir engelden geçen manüel tekerlekli sandalyedeki Hibrit II erkek test mankeninde ortaya çıkan kuvvetleri, momentleri ve ivmeleri incelemiştir. Sandalye bir engele denk geldiğinde, manken yere çarpmış; oluşan kuvvetler ise yaralanma ve baş yaralanması standart değerlerini geçmiştir. Fast[14] ise, sandalyeye kemerle bağlanmış HTD III manken üzerinde oluşan momentler ve ivmeler üzerine çalışmıştır. 1m/s hızla seyrederken, engele denk gelme ve engeli geçme esnasında mankenden meydana gelen alt seviye (düşük) kuvvetlerde sınırlandırmaların

(kemerlerin) etkili olduğu tespit edilmiştir. Corfman[15], bir tekerlekli sandalyenin engele doğru sürüldüğü durumda, meydana gelen düşmelerin %73 ünün 2m/s hızla seyrederken gerçekleştiğini saptamıştır. Ayrıca düşüşlerin tamamının (%100 ünün) emniyet kemeri ve ayaklıkların takılı olmadığı durumlarda gerçekleştiği tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmalarda kullanılan tekerlekli sandalyelerin boyutları ve özellikleri, yaklaşık olarak birbirleri ile aynıdır. Bu sandalyelerde genelde, hız, ivme ve yavaşlama özellikleri programlanabilmektedir.

#### **1.2.1.5. Statik dayanım**

Bu test, durağan haldeki tekerlekli sandalyenin üzerine gelen etkilerin incelendiği testtir. Statik dayanım için, sandalyenin birçok bölümüne yaklaşık 10 saniye boyunca çeşitli yükler uygulanarak yapının uygulanan kuvvete dayanabilirliği ölçülmektedir.

Tekerlekli sandalyenin ayarlanması:

1. Oturma düzlem açısı  $8^{\circ}$  ye en yakın konuma getirilir.
2. Sırtlık açısı  $10^{\circ}$  ye en yakın konuma getirilir.
3. Ayaklığın en alt bölgesi ile test düzlemi arasındaki mesafe mümkün olduğunca 50mm ye en yakın şekilde ayarlanmalıdır.
4. Diğer tüm ayarlanabilir bileşenler orta konuma ayarlanmalıdır[2].

Statik dayanım testleri aşağıda belirtildiği şekilde uygulanmaktadır.

1. Kolluklar üzerine 5 ila 10 saniye süresince, 760N değerinde  $15^{\circ}$  lik dış açıyla aşağı doğru kuvvet uygulanır.
2. Ayaklıklar üzerine 5 ila 10 saniye süresince, 1000N değerinde aşağı doğru kuvvet uygulanır.
3. El tutamakları üzerine 5 ila 10 saniye süresince, 750N değerinde dışarı doğru kuvvet uygulanır.

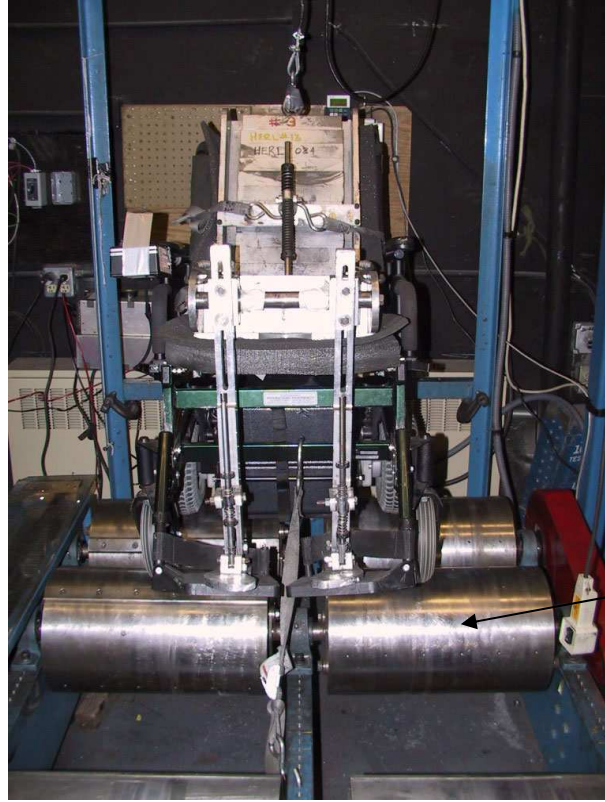
4. 5 ila 10 saniye süresince, 895N değerinde  $10^\circ$  lik dış açıyla yukarı doğru kuvvet uygulanır.
5. Ayaklıklar üzerine 5 ila 10 saniye süresince, 440N değerinde yukarı doğru kuvvet uygulanır.
6. İtme kolları üzerine 5 ila 10 saniye süresince, 880N değerinde yukarı doğru kuvvet uygulanır[2].

#### **1.2.1.6. Yorulma dayanım**

Bu testlerin amacı tekerlekli sandalyenin dayanıklılığının tespit etmektir. Testlerde uygulanan kuvvetler ve yüklemeler, günlük yüklere benzer şekilde uygulanmaktadır. Burada testteki ikili tambur ve düşürme makineleri, tekerlekli sandalyenin yorulma dayanımı açısından yeterli olup olmadığını test etmekte kullanılmaktadırlar.

Önceki çalışmalar göstermiştir ki, farklı modeldeki benzer fonksiyonlara ve yaklaşık değerlere sahip tekerlekli sandalyeler için yorulma ömründe belirgin farklılıklar mevcuttur. Yorulma kısmında ise sandalyenin çeşitli etkiler karşısındaki ömrü tayin edilmektedir.

Tekerlekli sandalye, statik dayanım testlerinde olduğu gibi ayarlanmaktadır. Yorulma dayanımında kullanılan ikili tambur makinesi Şekil 1.13'de, düşürme makinesi ise Şekil 1.14'de verilmiştir.



Şekil 1.13. İkili tambur makinesi[2]

1. 100kg'lık test mankeni tekerlekli sandalyeye yerleştirilerek üst bacak kısmı kayış yardımı ile bağlanır.
2. Tekerlekli sandalye standartlarda belirtildiği gibi, ikili tambur makinesi üzerine alınır.
3. A-24 Volt güç verilerek aküler çıkartılır. Sonra akü yerlerine ağırlıklar konulur.
4. Sandalyeye 1m/s hızla 200,000 dönüş yaptırılır.



Şekil 1.14. Düşürme makinesi[2]

5. Sandalyede hasar kontrolü yapılır ve tutarak düşürme makinesine standartlardaki gibi bağlanır.
6. Sandalye 50mm mesafeden 6666 kere düşürülür.
7. Son olarak sandalyede göz yordamıyla hasar kontrolü yapılır ve normal fonksiyonları yerine getirip getirmediği incelenir[2].

Birçok manüel tekerlekli sandalyenin, yorulma testi sürecinde şasi ve silindir montajında yetersizlikler görüldüğü ifade edilmiştir[3, 16]. EMS'lerde motor montajı ve elektronik bölgeler hassas olup hasar almaları daha kolay olmaktadır. Yapılan çalışmalarda EMS'lerin yorulma testlerine dayanacak kadar dayanıklı üretildiği tespit edilmiştir. Çoğu manüel tekerlekli sandalyenin ise, istenen çevrimlerin minimum döngülerini tamamlarken (tambur ve düşürme makineleri) hasara uğradıkları saptanmıştır[16, 17, 19]. Cooper ve Fitzgerald[3, 16, 17], farklı manüel tekerlekli sandalyelerin yorulma ömürleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları çalışmalarda, ultra hafif tekerlekli sandalyelerin, hafif ve bagaja konulabilen sandalyelere göre daha fazla yorulma ömrü olduğunu tespit etmişlerdir. Bazı sandalyelerde çelik vb. materyaller kullanılırken ultra hafif tekerlekli sandalyelerde, havacılık endüstrisinde kullanılan alüminyum tipi kullanılmaktadır.

Yorulma ömrü tekerlekli sandalyelerde hem fiyatı hem de performansı belirgin bir şekilde etkilemektedir. Tekerlekli sandalyenin beş yıllık bir süreç içerisinde bakım masrafları 1000\$'ı (1500TL) aştığı tahmin edilmektedir[18]. Arızalanan tekerlekli sandalyelerin çoğu teknikerler tarafından tamir edilemeyip üretici firmaya geri dönmektedirler. Fakat sandalye sahiplerinin çoğunluğunun bu tamiri yaptırabilecek ne zamanı ne de parası mevcuttur. Bu standart, 3 ila 5 yıl fiziksel engellilerin tekerlekli sandalyeleri güvenli bir şekilde kullanabilmesi için, şasi ve bileşenlerin dayanımının yeterli olup olmadığını belirlemektedir.

EMS yorulma testlerinde en kritik durum; bileşenlerin ve şasinin ağırlık oranına karşın sandalyenin dayanıklılığı olmaktadır. EMS'ler gündelik kullanımda büyük kuvvet ve momentlere maruz kalmaktadırlar. Maksimum ulaşılabilir hız ve engel aşama kabiliyeti, tekerlekli sandalyelerin engelli bölgelerden geçmesine müsaade etmektedir. VanSickle[20]; laboratuvar şartlarında, saha ve standart testlerde tekerlekli sandalyelere gelen dinamik reaksiyon kuvvetleri ve momentleri ölçmek için silindirler geliştirmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde, tekerlekli sandalyeler seyrek fakat yüksek büyüklükte düşey yönde kuvvetlere maruz kalmaktadırlar. Buna ilave olarak silindir montajında yüksek ölçekte kuvvetler ve düşük seviyede salınan bir kuvvet tespit edilmiştir.

Bu kuvvetin sadece 250N olmasına rağmen, 3500km kat eden bir kişi yolda 1m/s oranında itme sağlarken silindir üzerinde 3,5 milyon döngü oluşturabilmektedir. Böylece sandalye şasileri yüksek şok kuvvetlerine dayanabilmekle kalamayıp, düşük seviyeli güçlü periyodik yüklemeye de dayanmalıdırlar. Şasi elemanlarından beklenen; hafiflik, estetik görünüm, değişik tasarımlara uygulanabilirlik, dayanıklılık, imal edilebilirlik ve uygun fiyattır[21]. EMS nin yorulma dayanımı çarpışma testlerine ve uygulamalarına bir ön basamak oluşturmaktadır.

### 1.2.1.7. Çarpışma dayanımı

Çarpma dayanımı farklılıklar gösteren, birçok standardı olan ve çeşitli şekillerde uygulanabilen en temel ve en önemli deneydir. Tekerlekli sandalyeler için çarpışma standartlarında, sandalyelere uygulanan testler ve nasıl yapıldıkları ile bu koşullar altında elde edilen test verileri incelenmektedir. Bu testlere ilk defa, “Amerikan Hava Kuvvetleri”nde görev yapan Albay Dr. John Paul STEP[22] 1947’de -çok gizli olan- “uçaklarda pilotlar için medikal güvenlik sistemleri” projesini geliştirirken ihtiyaç duyulmuştur. Önceleri temel çarpışma testlerini kendi üzerinde test etti. Bu testler sarkaç uygulaması biçiminde yapılan testlerdi. Şekil 1.15’de Albay STEP’in yaptığı sarkaçlı çarpışma testleri görülmektedir.



Şekil 1.15. Albay Dr. John Paul STEP’in 1947’de yaptığı ilk çarpışma testleri[22]

Dr. STEP[22] daha sonra, bu uygulamayı geliştirerek tren rayına benzer sistem üzerinde; jet motoru ile hareket eden uçak simülasyon cihazında, hızlanma ve emniyetli duruş testleri yapmaya başladı. Yapılan 26 deneyin en sonuncusunda (Aralık 1954), ortalama 1017km/saat'lik hızla 43g'lik bir ivmeye maruz kalarak ciddi şekilde yaralandı. Aldığı hasar yaklaşık 113km/saat ile duvara çarpmaya denk olmaktadır. Şekil1.16'da Dr. STEP' in gerçekleştirdiği uçak fırlatma testlerinden birisi görülmektedir.



Şekil 1.16. Ortalama 1017km/h'lik hızla ve 43g'lik bir ivme ile gerçekleştirilen deneme[22].

Test sonucunda artık denemelerin canlı insanlarla yapılamayacağı anlaşılmış oldu. Bundan sonra ise ilk test mankeni yapıldı. Bu manken çok basitti ve insan vücuduna, şekil ve ağırlık olarak benzemektedir. Aşağıda Dr. STEP' in[22] kullandığı ilk test mankeni görülmektedir(Şekil 1.17).



Şekil 1.17. Dr. STEP'in kullandığı ilk test mankeni[22]



Daha sonra, pilotların otoyolda da kaza yapmasından dolayı, çarpışma testleri otomobiller için de uygulanmaya başlanmıştır. Test mankenlerinde özellikler yetersiz olduğu için kazalardaki gerçek insan bedeninin tepkileri bilinemiyordu. Bu sebeple, sarkaçlı testlerde canlı hayvanlar (domuz) kullanılmıştır. Domuzların verdiği tepkilere göre, manken bedeninde öncelikle kaburgalar ve sonra diğer bölgeler geliştirilmeye başlanmıştır. Geliştirme sürecinde, test mankenlerinde, insan vücudunun kazada verdiği tepkiyi ölçebilmek için sensörler kullanılmaya başlanmıştır[22]. 1959 yılında ilk defa Volvo otomobil firması, üç noktadan bağlantılı emniyet kemerini bulunmuştur[23]. Aynı zamanda biyomedikal alanda test mankenlerinin insana en yakın verileri sağlayabilmesi için, kadvralar üzerinde incelemeler yapılmaya başlanmıştır. Kadavra bedeninde önemli bölgeler içerisine sensörler ve ivmeölçerler yerleştiriliyor; kemiklerde esnetme ve kırıklar oluşturularak rijitlik ve esneme kabiliyeti tespit ediliyor; eklemlerin ve kasların hareket özellikleri inceleniyor; kan damarları içerisine özel sıvı enjekte edilerek damarların verdiği tepkiler belirleniyordu. Bu şekilde hazırlanmış kadavra çeşitli çarpışma testlerinde birebir olarak kullanılarak veriler kaydediliyordu[22].

Bu süreçte 1966 ve 1967 yıllarında Amerikan Kongresi 18 maddeden oluşan “Federal Motorlu Araçlar Güvenlik Standartları”nı (Federal Motor Vehicle Safety Standard(FMVSS)) yayınladı. Artık otomobil üreticileri, bu standartlara uygun olarak otomobil ve test mankenlerini geliştirmeye başladılar[22-25].

1970’lerde Amerika’nın Ulusal Otoban Trafik Güvenlik Kurulu (The National Highway Traffic Safety Administration(NHTSA)) “SID” isminde bir test mankenini yandan çarpışma testlerinde kullandı[22]. Tüm bu çalışmalar sonucunda “General Motors Company, WayneState Üniversitesi”nde yaptığı çalışmalarda 1973 yılında günümüzde hala yoğun olarak kullanılan “Hibrit III Test Mankeni”ni(Hybrid III 50th-percentile male Anthropomorphic Test Device (ATD)) geliştirdi. Bunun manası 1.8m uzunluğunda, yaklaşık 76kg ağırlığında, ortalama erkek manken demektir. Mankenin kafası içinde başın hareketini tespit eden üç adet ivme ölçer mevcuttur. Kaburgalar metalden olup, arka kısmı insana benzemesi için poliüretandan yapılmıştır. Omurgada ise 30 adet sensör bulunmaktadır[23].

Farklı bedenlerin verdiği tepkileri ölçmek için “Sierra” adında Hibrit III Test Mankenlerinden meydana gelen çeşitli ebat ve yaş gruplarında test manken ailesi oluşturuldu. Şekil 1.18’de geliştirilen Hibrit III Erkek Test Mankeninin görüntüsü verilmiştir.



Şekil 1.18. Hibrit III Erkek Test Mankeni[22]

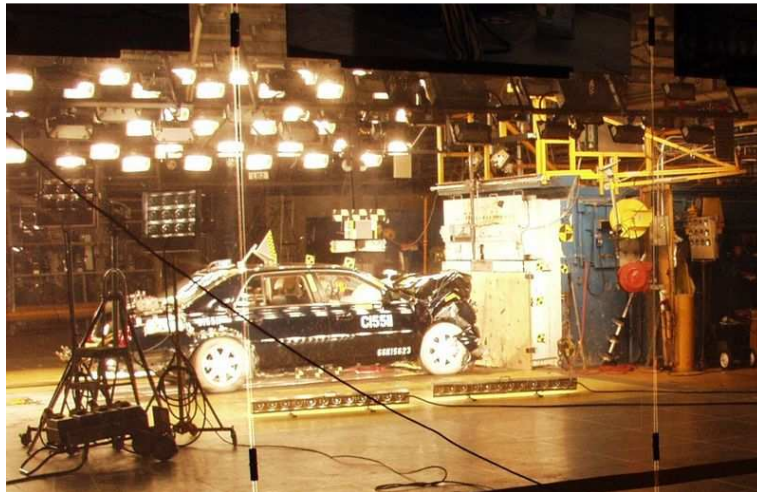
1970’lerde General Motors hava yastığı (air bag) teknolojisi test etmeye başladı fakat çocuklar için çok tehlikeli idi[23]. Hava yastıkları çok hızlı açıldığından, çocukları ve ufak bayanları öldürebilecek güçteydi. Yapılan düzenlemelerle birlikte 1973 yılında hava yastığı bulunan ilk araba “Oldsmobile Tornado” satışa sunuldu. 1988’de ise “Chrysler” firması hava yastıklarını standart teçhizat olarak kullanmaya başladı[22]. 1980’lerin ortalarında ise kilitlemeyen fren sistemi (Antilock Braking System(ABS)) bulundu[22]. Bu dönemlerde ise çarpışma sürecinin detaylarını daha iyi gözlemleyebilmek için saniyede yaklaşık 1000 ila 200.000 kare çekim yapabilen özel hızlı kameralar kullanılmaya başlandı[23]. En son geliştirilen test mankeni ise henüz tam olarak kullanılmamasına rağmen Hibrit III’e göre birçok özellik ihtiva etmektedir. Bilek hareketlerinin tamamını, tendon hareketlerini gerçekleştirebilmektedir. Omurga yapısı insanın yapısına çok benzemektedir. Özellikle hassa dokular ve incelendiğinde Hibrit III çok zayıf kalmaktadır. Bundan dolayı bu test mankeninde hassas bölgelere daha fazla önem verilmektedir. Özellikle beynin kaza sürecindeki davranışı için, kadvralar tekrar kullanılmaya başlanmıştır. Üç eksenli ivmeölçerler beynin içerisine yerleştirilerek çarpışma testleri yapılmaktadır.

Ultra hızlı X-ray kamerası ile ve bu sensörlerin yardımıyla beyin hücrelerinin hareketi analiz edilerek bilgisayar modelleri oluşturulmaktadır[22]. Teknolojinin gelişmesiyle çarpışma testleri için, çoklu disiplinlerin eş çalıştığı, hataya ve ihmalkârlığa müsamaha gösterilemeyecek bir ortam oluşmuştur.

İnsanın emniyeti söz konusu olduğunda tüm değişkenlerin yeterli derecede değerlendirilmesi gerekmektedir. Günümüzde yapılan çarpışma testlerinde tüm veriler ve daha önceden yapılmış deneyler göz önüne alınarak araç çarpışma simülasyon veya testlerinde birçok standart uygulanmaktadır.

Araçların çarpışma koşulları göz önüne alındığında önden, arkadan, yandan, önden belli mesafeyle çarpışma veya yaya, bariyer vb. çarpışma şekilleri uygulanmaktadır. Bunların içinde en önemli çarpışma testi, önden yaklaşık 65km/h ile yapılan testtir. Çarpışmalarda insan, bedeninin 10 veya 20 kat fazla ağırlığınca kuvvete, maruz kalabilmektedir. Çarpma esnasında ilk önce araç çarparak durur, sonra da yolcu durmaktadır. En son ise yolcunun iç organları durur. Çarpışmadaki en tehlikeli durum ise kırbaç etkisi olarak da ifade edebileceğimiz “jack knife effect”dir. Bu durumda insan öne doğru kırbaç gibi savrulur. Son noktada tehlikeli ve ciddi yaralanma riski çok büyük olan, bir kaza meydana gelebilmektedir[23].

Şekil 1.19’da, çarpışma testlerinin yapıldığı bir güvenlik ve çarpışma laboratuvarı görülmektedir.



Şekil 1.19. General Motors Araç Güvenlik ve Çarpışma Laboratuvarı[26]

Günümüzde çarpışma testlerinin en iyi donanıma sahip olduğu laboratuvar Volvo çarpışma test merkezidir (The Volvo Crash Testing Center) [25, 27]. Dünyanın başka yerlerinde de birçok çarpışma test merkezi bulunmaktadır. Buna göre Amerika'da NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration), Avrupa'da Euro NCAP (European National Car Assessment Programme) olmak üzere çeşitli ülkelerde çarpışma test kuruluşları mevcuttur[25, 26].

Tekerlekli sandalye için uygulanan çarpışma testleri, otomobil sektöründe yapılan çarpışma testlerinden bir alıntı şeklinde olduğundan otomobiller için geçerli standartlar, tekerlekli sandalyeler için de geçerli olmaktadır. Bu yüzden sandalyelerde uygulanan birçok çarpışma standardı, bu alandan gelmektedir.

Tekerlekli sandalyelerde çarpışma testleri öncelikle kişi, sonrada sandalye emniyeti için yapılmaktadır. Tekerlekli sandalyeler için en önemli ve tehlikeli çarpışma tipi önden çarpışmadır. Yapılmış çarpışma testlerinin büyük çoğunluğu önden çarpışma üzerinedir.

Yolcu emniyetinin sağlanabilmesi için, önden çarpışmaya ve yolcu güvenliğine etki eden çeşitli faktörler mevcuttur. Bu faktörler: tasarım kriterleri, tekerlekli sandalye malzemeleri, sandalye güvenliği ve yolcu kontrolü, tekerlekli sandalyenin çarpışabilirliği, yolcuyu direkt etkileyen faktörler, oturma yüzeyindeki yükü etkileyen faktörler, önden çarpışma durumunda hasara uğrayan bileşenler ve rijitlik katsayısı olarak sıralanmaktadır.

## 1. Tekerlekli Sandalye Çarpışması Deney Yaklaşımları

- a. Otomotiv sektöründeki çarpışma testleri
- b. Kızakla yapılan tekerlekli sandalye çarpışma testleri
- c. Doğrulanmış bilgisayar destekli çarpışma modelleri[28]

## 2. Tekerlekli Sandalye Tasarımı ve Tasarımın Çarpışma Dayanımına Göre İncelenmesi

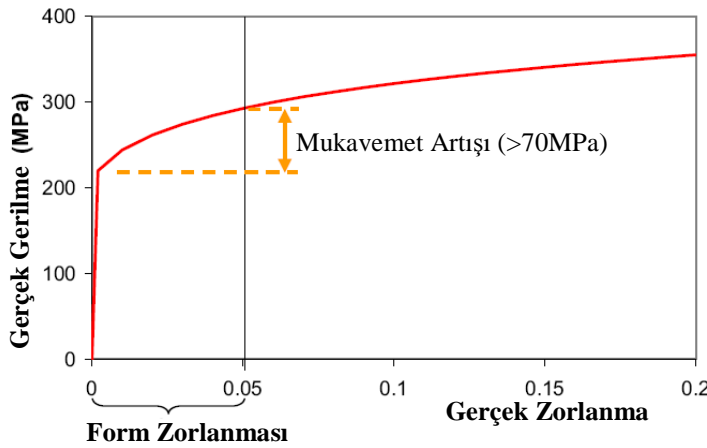
Tekerlekli sandalyedeki en önemli dayanım testi, çarpışma testidir. Kişinin güvenliğinin çarpışma sürecinde sağlanabilmesi için bazı şartların ve standartların yerine getirilmesi gerekmektedir. Şartlara uygunluk için kullanıcının ve sandalye bileşenlerinin çarpışmadaki durumlarının incelenmesi gerekir. Bu değerlendirme durumuna göre çarpışmada kullanılan parçalar için analiz sıralaması[29] aşağıda verilmiştir.

- a. Çarpışma anında önemli olabilecek parçalar tespit edilir.
- b. Bu adımda kullanılan malzemelerin şekillendirilebilme özellikleri tespit edilir. Böylece yapının çarpışma performans duyarlılığı, şekil özelliklerine göre belirlenir.
- c. Son adımda ise bütün şekil değiştirme analizleri ile şekillendirilebilme özellikleri tespit edilerek çarpışma analiz modeline uygulanır. Mukavemet seviyelerini ve çarpışma analizlerini belirleyen, yapıyı oluşturan malzemenin kalınlığı, detaylı olarak tahmin edilebilir.

Çarpışma testlerinde kullanılan parçalar için şekillendirilebilmeyi etkileyen faktörler[29]

- a. Malzemenin mukavemetindeki değişim
- b. Malzemenin kalınlık değişimi
- c. Geometrik şekil

Malzemenin mukavemet ve kalınlığındaki değişim, malzemenin şekillendirilebilme sürecindeki zorlanmadan kaynaklanmaktadır. Aşağıda akma dayanımı 220MPa olan malzemenin gerilme-zorlanma diyagramı görülmektedir. Şekillendirilebilme malzemenin artan zorlanmasını tanımlar. Bu durum malzemeyi pekleştirir (sertleştirir) ve sonraki deformasyonlar için akma dayanımını etkin bir şekilde artırır. Şekil 1.20'de %5'lik bir form zorlanmasının akma dayanımını 70MPa dan daha fazla arttığı görülmektedir[29].



Şekil 1.20. Malzeme mukavemet karakteristikleri[29]

### 3. Tekerlekli Sandalye Güvenliği ve Yolcu Kontrolü

Bu sistemin kaynağı Amerika'daki "Society of Automotive Engineers (SAE)" Standart J2249, "Wheelchair Tiedown and Occupant Restraint Systems (WTORS)"'in tavsiye edilen çalışmaları" ve "ISO 10542 Wheelchair Tiedown and Occupant Restraint Standards" olmaktadır. Bu standartlarda tekerlekli sandalyenin test mankenini 20g-13.4m/s değerlerine göre önden çarpışma esnasında tutabilmesi gerekmektedir[30].

### 4. Tekerlekli Sandalyenin Çarpışabilirliği

Bu konudaki diğer bir standart ise tekerlekli sandalyenin çarpışılabilirliğinin belirlendiği "American National Standards Institute Rehabilitation Engineering Society of North America (ANSI/RESNA WC\_19): tekerlekli sandalyeler için motorlu araç oturma standartlarının kullanılması" ve "ISO 7176/19: tekerlekli sandalyeler için motorlu araç oturma standartlarının kullanılması" olmaktadır[30].

Bu standartlar ise tekerlekli sandalyelerin motorlu araç şeklinde kullanıldığı durumlarda tasarım ihtiyaçları kullanıcılar için kılavuz olarak tekerlekli sandalye ile taşımadaki test prosedürleri üzerine yoğunlaşmıştır.

Kızaklı önden çarpma testi ise “ANSI/RESNA WC\_19” ve “ISO 7176/19” standartlarındaki en disiplinli testtir. Yalnız bu standartlara rağmen birçok üretici, kızaklı çarpışma testini uygulamamaktadır.

#### 5. Tekerlekli Sandalye Yolcusunu Direkt Etkileyen Faktörler

- a. Oturma sisteminin mukavemeti
- b. Rijitlik
- c. Enerji soğurma(içine çekme)
- d. Oturma pozisyonu[31-34]

#### 6. Oturma Yüzeyindeki Yükü Etkileyen Faktörler

- a. Oturak eğilme açısı
- b. Oturak sürtünmesi
- c. Oturak rijitliği[28]

#### 7. Önden Çarpışma Durumunda Hasara Uğrayan Bileşenler

- a. Oturak bağlantı donanımı
- b. Oturak destek yüzeyleri
- c. Sırtlıklar (tekrar sıçrama fazındaki yolcudan kaynaklanan yük oluştuğu durumda)[35]

#### 8. Rijitlik Katsayısı

Rijitlik çarpışma sürecinde yolcu ve sandalye için çok büyük öneme sahiptir. Şasi veya koltuk minderinin rijitlik durumuna göre çarpışma süreci değişebilmektedir. Aracın deformasyona karşı gösterdiği direnç şeklinde tanımlanmaktadır. Bu katsayı ne kadar yüksek olursa, araç o denli az hasar görecektir. Campbell[36] tarafından “çarpışma hızı” ve “çarpışma sonrası hasar miktarı (hasarın derinliği)”na bağlı lineer bir bağıntı yapılmıştır.

$$V_i = b_0 + b_1 \cdot c_k \quad (1.1)$$

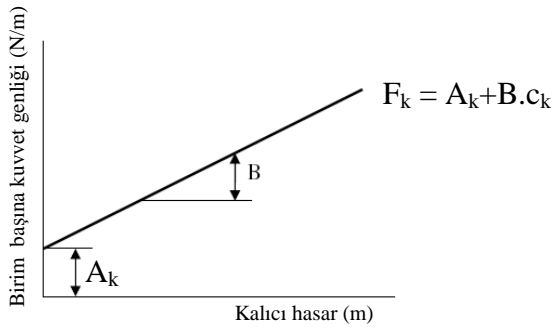
$V_i$  : Çarpışma hızı (m/s)

$b_0$  : kalıcı hasar oluşturmayan maksimum hız (m/s)

$b_1$  : çarpışma hızı ve hasarın oranı ( $s^{-1}$ )

$c_k$  : çarpışma sonrası ortalama kalıcı hasar derinliği (m)

Bu bağıntı aynı zamanda “Lineer Çarpışma Modeli” olarak da bilinmektedir. Bu modelin grafiği Şekil 1.21’de gösterilmektedir.



Şekil 1.21. Lineer çarpışma modeli[36]

$F_k$  : temas alan genişliğindeki birim başına düşen kuvvet

$A_k$  : rijtilik katsayısı (kalıcı hasarı oluşturmayan, temas alan genişliğindeki birim başına düşen maksimum kuvveti tanımlar.) [N/m]

$B$  : rijtilik katsayısı (temas alan genişliğindeki birim başına düşen kuvvetin kalıcı hasar derinliğine oranı) [N/m<sup>2</sup>]

$$E_{abs} = \int_0^w \int_0^c F_k \cdot dc_k \cdot dw + c_k \quad (1.2)$$

$E_{abs}$  : yapının plastik deformasyonu ile absorbe edilen enerji

$w$  : çarpışma genişliği (aralığı) (m)

$$E_{crash} = \frac{m \cdot V_i^2}{2} \quad (1.3)$$

$E_{crash}$  : çarpışma enerjisi



Düşeyde deformasyonun üniform olduğu kabul edilmiştir. Böylece kuvvet “c” ve “w”ya göre integre edilecektir. “Çarpışma enerjisi” , “Hemen çarpışma öncesi kinetik enerji”ye eşit olacaktır. Bu demektir ki “tüm kinetik enerji” , “aracın ön tarafı ile absorbe edilen çarpışma enerjisi”ne dönüşecektir. Buradan denklem (1.3) ve denklem (1.2) eşitlenirse denklem (1.4)’e, daha sonra (1.5) ve (1.6)’ya ulaşılmaktadır. Taraf tarafa eşitlikler yapıldığında ise A (1.7)’de, B (1.8)’de ve c (1.9)’da elde edilmiş olmaktadır.

$$\frac{m.V_i^2}{2} = \int_0^w \int_0^c F_k. dc_k. dw + c_k \quad (1.4)$$

$$\frac{m.(b_0+b_1.c_k)^2}{2} = \int_0^w \int_0^c (A_k + B. c_k). dc_k. dw + c_k \quad (1.5)$$

$$m. b_0. b_1. c_k + \frac{m.b_1^2.c_k^2}{2} + \frac{m.b_0^2}{2} = A_k. c_k. w + \frac{B.c_k^2.w}{2} + c_k \quad (1.6)$$

$$A_k = \frac{m.b_0.b_1}{w} \quad (1.7)$$

$$B = \frac{m.b_1^2}{w} \quad (1.8)$$

$$c_k = \frac{m.b_0^2}{2} \quad (1.9)$$

20km/h’ tin altında gerçekleşen çarpışmalarda rijitlik katsayıları farklılıklar göstererek, hesaplamalarda çok yüksek oranda hatalara sebep olmaktadır. Bu yüzden kullanılan hesaplar daha hızlı koşullar içindir. En uygun durum ise 56km/h dir[36].

Önceki duruma benzer denklem (1.3) ve denklem (1.2) eşitlenerek bir tarafa yazılırsa, denklem (1.10) ve (1.11)’e ulaşılmaktadır.

$$\frac{m.V_i^2}{2} = A_k. c_k. w + \frac{B.c_k^2.w}{2} + \frac{m.b_0^2}{2} \quad (1.10)$$

$$\frac{B.c_k^2.w}{2} + A_k. c_k. w + \frac{m.(b_0^2-V_i^2)}{2} = 0 \quad (1.11)$$

Böylece kalıcı hasar  $c$  (1.12), aşağıdaki gibi bulunmuş olur.

$$c_k = \frac{-A_k \cdot w \mp \sqrt{A_k^2 \cdot w^2 - B \cdot w \cdot m \cdot (b_0^2 - V_i^2)}}{B \cdot w} \quad (1.12)$$

#### Tekerlekli Sandalye Çarpışma Testleri:

Tekerli sandalyelerdeki çarpışma testleri çeşitli şekillerde yapılmaktadır. Bu testler: sarkaçlı çarpışma, serbest düşme, kızaklı çarpışma, kuvvet uygulanarak yapılan deformasyon testleri ve bilgisayarlı simülasyonlar olarak sıralanabilmektedir[2].

#### Sarkaçlı çarpışma testi:

Tekerlekli sandalye için yapılan en basit ve temel çarpışma testi; sarkaçlı çarpışma testidir. Burada herhangi bir ağırlık sandalye üzerine sarkaç şeklinde bırakılarak çarpıtılır veya sandalye sarkaç gibi boşluğa bırakılarak bir duvara çarpıtılır. Sarkacın sandalyeye doğru bırakılarak yapılan çarpışma testi aşağıda anlatılmaktadır.

1. Test mankeninin arka bölümü çıkartılır.
2. Sırtlık çarpışma sarkacı 30° ye ayarlanır. Sonra sandalyenin sırtlığına, sırtlığın en üstünde 30mm mesafedeki bir noktadan, serbest düşmeye bırakılarak çarpması sağlanır.
3. Test mankeni sandalye üzerinde güvenli hale getirilir.
4. Test mankeni sandalyeden kaldırılır ve kaster (ön tekerlek bağlantısı) sandalyenin boyuna olan eksen ile 45° yapacak şekilde ayarlanır.
5. Sürücü motorlar devreden çıkartılır.

6. Kaster çarpışma sarkacı, aşağıda verilen eşitlikte belirlenen açıyla serbest düşmeye bırakılarak kastere orta noktadan çarpması sağlanır.

$$\cos \theta = 1 - \frac{M_d + M_w}{377}$$

$\theta$  : salınım açısı (derece)

$M_d$  : test manken kütlesi (kg)

$M_w$  : sandalye kütlesi (kg)

7. Ayaklık çarpışma sarkacı yukarıdaki denklemde belirlenen açı ile serbest düşmeye bırakılarak ayaklığa çarpması sağlanır.
8. 7. adım tekrar edilerek sarkacın ayaklığa çarpması sağlanır[2].

Genel çarpışma testleri:

Bertocci[37], bir otomobil kazasında tekerlekli sandalyeye gelen yüklerin büyüklüğünü, yönünü ve yerini bilgisayar simülasyonu kullanarak belirlemiştir. Sonuçlar göstermiştir ki, farklı emniyet sistemlerinin tekerlekli sandalyeye ve sürücüye değişik etkileri olmaktadır. Cooper[12] tarafından yapılmış çalışmada, ayaklığın kaldırılmasıyla kazalarda çok daha ciddi yaralanmalar meydana geldiği tespit edilmiştir. Ayrıca çarpışma simülasyonlarında bazı bileşenlerin akma sınırını aştığı tespit edilmiştir. Gu J.'nin[38, 35] yaptığı deneylerde oturma yüzeyi üstüne basınç filmi yerleştirilmiştir. Testlerde yükleme hücreleri kullanılması verimi arttırmaktadır. Kızakla yapılan testlerde ön tekerlek yükleme hücreleri, düşey oturma kuvvetinin düşey oturma kuvvetinin tahmininde kullanılmaktadır. Ön tekerlek yüklemeleri toplanarak en yüksek oturma yüklemeleri, basınç algılayıcı film ile karşılaştırılmaktadır. Deneylerde genelde 76kg ağırlığında "Hibrit II erkek test mankeni" kullanılmaktadır. Alüminyum oturma tavaasının her köşesine yükleme hücreleri yerleştirilerek yüklemeler ölçülebilir. Kızak atım değeri 20g-13.4m/s, oturma yüklemeleri ise yaklaşık olarak 14857N alınmaktadır. Askılı oturak ve ince lamine ahşap üzerine köpük oturak için, kızaklı önden çarpma testleri yapılmıştır.

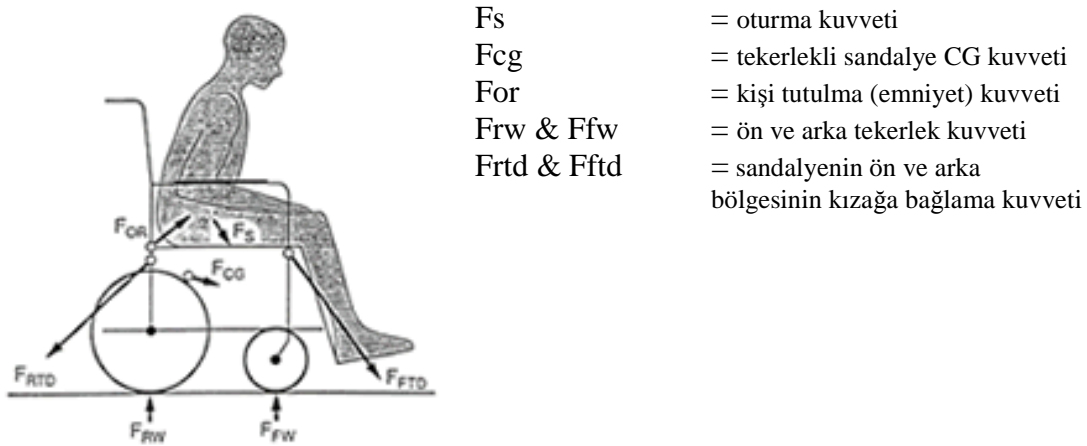
Gregory Shaw[35, 39] 1996'da ANSI/RESNA'da "Seating Insert Evaluation Sled Tests" çalışmasında 20g-13.4m/s değerlerinde kızaklı önden çarpışma testini yapmıştır. Bu testlerde oturak üzerine, basınca duyarlı film, ön tekerleklerin altına ise yükleme hücreleri yerleştirilmiştir. Testlerde 76kg ağırlığında "Hibrit III erkek test mankeni" kullanılmıştır. Deneyler sonucunda düşey oturak yüklerinin yaklaşık 8452N ile 14234N arasında olduğunu tespit etmiştir. Daha rijit oturma sistemlerinde yüklerin artmakta olduğu görülmüştür. Yapılan testlerde ahşap destek yüzeyleri kişinin düşey yüklemesi ile kırılmıştır. Yalnız bu testlerde sadece ön tekerleklerden değer alınması da tam gerçekçi durumu yansıtmamaktadır. Warner'ın[40] denemelerinde, yumuşak(çöken) motorlu araç koltukları, rijit ve çökmeyen sırtlıklara göre yaralanma riskini daha fazla azaltmaktadır. Çarpışma esnasında yumuşak sırtlıklar kişinin birçok pozisyonu için de daha iyi sonuç vermektedir. Wainwright'ın[41] yaptığı çalışmada, elastik olmayan kalıcı deforme olmuş motorlu araç sırtlıklarının, tekrar sıçrama esnasında kullanıcı yüklemesini azaltarak kullanıcı korumasını optimumda tuttuğu anlaşılmaktadır. Rijit sırtlıkların birçok olayda, ani (kırbaç etkisi) şekilde yaralanmalara sebep olduğu Strother ve James'in[42] deneylerinde görülmektedir.

NASS(National Accident Sampling System) verilerine dayanan 1997'deki NHTSA çalışmalarında, arkadan çarpışmalarda kalıcı deformasyon olmaksızın, sırtlıklar dik iken kırbaç etkisi ile yaralanmalara daha sık rastlanmaktadır[43]. Koltukların güçlendirilmesindeki tekrar sıçrama ve boyun yaralanmalarında oluşan potansiyel artışla ise Digges ve Morris ilgilenilmiştir[44].

Bertocci'nin[28] tekerlekli sandalyelerdeki önden çarpışma durumunu incelediği çalışmada; oturma ve yaslanma yüklemeleri ile oturma rijitliği ve yaslanma açısının etkileri incelenmiştir. Bu çalışmalarda, ANSI/RESNA WC-19 standartlarına göre, 20g ve 30mil/h (48km/h veya 13.4m/s) ile seyreden tekerlekli sandalye(85kg) ve "Hibrit III erkek test mankeni"(75kg) çarpışma esnasındaki durumu araştırılmıştır[28, 45, 46]. Burada oturak yüklemesi rijitlik ile değişiklik göstererek 3643-14559N aralığında; yaslanma yüklemesi ise 6348-11970N aralığında tespit edilmiştir.

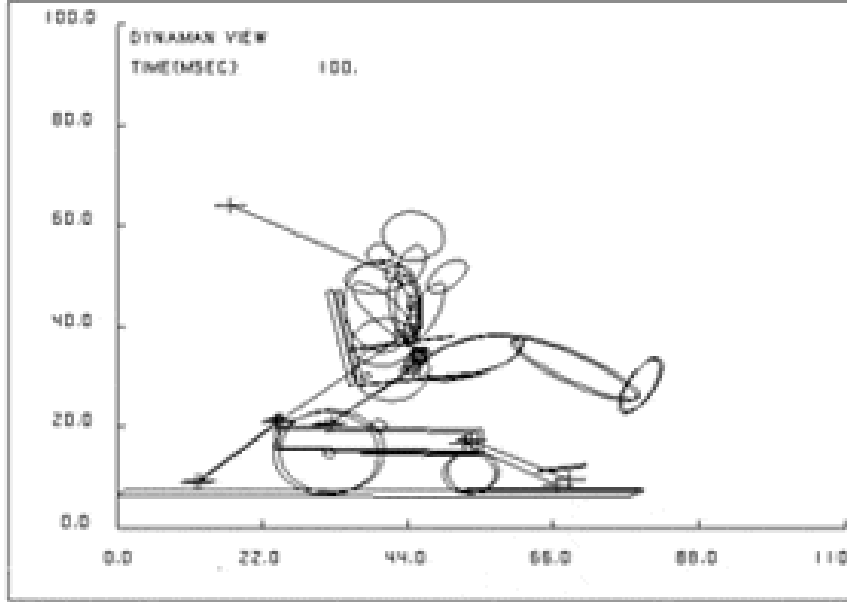
Statik testlerde, sırtlığa yaslanma ve aracın bağlantı mukavemeti yaslanma durumları incelenebilmekte iken, dinamik testlerde oturan kişinin yaralanma risk belirleyicileri yardımıyla oturma performansı incelenebilmektedir[47, 48]. Çarpışma testlerinde normalden daha tehlikeli yükler oluştuğu gözlenmiştir[49]. Yapılan testlerde birçok sandalye için yeterli destek olmadığı; oturma destek yüzeylerinde ve oturma bağlantı donanımlarında hasarlar olduğu tespit edilmiştir[39]. Destek yüzeyi bozulmalarında, çarpma sonucu tekrar sıçrama fazında sırtlık deformasyonuna, çarpmadaki aşağı doğru yüklemeye ise oturma yüzeyi deformasyonuna rastlanmaktadır. Bazı üreticiler köpük destekli oturma düzenekleri kullanılmaktadır. Bu oturma sisteminin kullanıldığı iskelet sisteminde de çarpışma esnasında ANSI/RESNA WC-19'a göre bir garanti sağlanamamıştır[28].

Tekerlekli sandalyede oturma yüklemesi, (önden çarpışma esnasında)oturan kişinin – kalça sınırlandırması(emniyet kemeri ile) ve oturak tarafından oluşan -hareketsiz (ataletiyile) kuvvetleri ile meydana gelmektedir. Kişi ağırlığı, çarpışmanın şiddeti ve arka güvenlik bağlantısının sandalyeye nereden bağlandığı oturma sistemi yüklemesinde etkili faktörlerdendir[28]. Önden çarpışma esnasında yaslanma yüklemesi de yaslanma yüklemesi ortaya çıkmaktadır. Tekrar sıçrama fazında kişi ağırlığı yaslanma yüzeyine etkir. Sırtlık açısı ve rijitliği de sırtlığın yükleme profiline etki eder. Şekil 1.22'de önden çarpışmada, kızığa bağlı sandalyenin çarpışma yükleri görülmektedir.



Şekil 1.22. Önden çarpışmada kızığa bağlı sandalyenin çarpışma yüklemesi[28]

Çarpışma durumundaki tekerlekli sandalyelerin oturak sistemi dizayn kriterini geliştirmek için, önceden doğrulanmış tekerlekli sandalyeler için olan, bilgisayar simülasyonunda “Hibrit III erkek test mankeni”ne 20g-13.4m/s etki ile önden çarpışma uygulanmıştır[50]. Bu durum Şekil 1.23’de gösterilmiştir.



Şekil 1.23. Hibrit III erkek test mankeniyle yapılmış test düzeneği çarpışma modeli[28, 45]

Yapılmış çalışmada oturan kişi için rijit vücut modelleme programı olan DYNAMAN kullanılmıştır. Modelde 18- bölüm, 17- eklem kullanılmıştır. Tekerlekli sandalyeye fiziksel ve atalet özellikleri ilave edilmektedir. Genelde çarpışmalarda omuz destekli emniyet kemeri kullanılmaktadır. 20g-13.4m/s ile yapılmış kızaklı çarpışma atımları, önden çarpışmayı simüle etmek için gerçek kızaklı testten alınmıştır. Simüle edilmiş test sonuçları Tablo 1.7’de verilmiştir.

Tablo 1.7. Kızaklı çarpışma testi ve tekerlekli sandalye/yolcu model durumları[28, 45]

Sandalye Tipi	Ticari Powerbase
Tekerlekli Sandalye-Kızak Bağlantısı	4 emniyet noktasından kayışla bağlantı
Yolcu Tahdidi(sınırlandırması)	3 Noktadan (kalça ve omuz) sandalyeye bağlantı
Antropomorfik Test Mankeni	Hibrit III erkek test mankeni, 76kg
Kızak Hızı	13.4m/s
Kızağın Azalan İvmesi	20 g
<b>Tekerlekli Sandalye</b>	
Sandalye Ağırlığı	116kg
Sandalye Düşey Ağırlık Merkezi	279.4mm yerden yuksekte
Sandalye Yatay Ağırlık Merkezi	165.1mm arka aksın önünde
Sandalye Oturağının Yatayla Yaptığı Açı	8°
Sandalye Sırtlığının Düşeyle Yaptığı Açı	12°
<b>Sandalye-Kızak Emniyet Bağlantı Noktası</b>	
Arka Bağlantının Düşeydeki Ağırlık Merkezine Mesafesi	0mm
Arka Bağlantının Düşeyle Yaptığı Açı	40°
Ön Bağlantının Düşeyle Yaptığı Açı	46°
<b>Yolcu Tahdidi</b>	
Omuz Kemer Bağlantı Yüksekliği	1231.9mm
Omuz Kemer Makara Yerinin, Sandalye Ağırlık Merkezine Uzaklığı (Düşey)	304.8mm
Omuz Kemer Bağlantı Noktasının, Sandalyenin Sırtlık Arkasına Olan Uzaklığı	317.5mm
Ön Görünüşte, Omuz Kemer Açısı	Yatayla 50° (göğüs kafesi, referans merkezi olarak alındığında)
Yan Görünüşte, Manken Omuzu Arkasındaki Omuz Kemer Açısı	Yatayla 25°
Yan Görünüşte, Kalça Kemer Açısı	Yatayla 38°

Tekerlekli sandalyede önemli karakteristiklerden birisi yüzey rijitliğidir. Çeşitli deneylerde oturak ve sırtlık destek yüzeylerinin artan statik yük ile sonuçları verilmiştir[51, 52].

1. Sırtlık rijitliği 18.037kN/m – 288.957kN/m olmaktadır.
2. Oturak rijitliği 17.512kN/m – 203.146kN/m olmaktadır.

Bazı tasarımlarda ise ortalama oturak rijitliği 87.563kN/m ve sırtlık rijitliği de 288.957kN/m alınmaktadır.

Bertocci' nin[28] yaptığı çalışmalarda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

1. En yüksek oturak yüklemesi 3643N  $\longrightarrow$  %25 rijitlik için  
14.559kN  $\longrightarrow$  %200 rijitlik için
2. Yükleme, oturma rijitlik karakteristiklerine bağlıdır. Rijitlik ile doğru orantılıdır.
3. Deneyleerde en yüksek oturak yüklemesinin 55 – 65ms (çarpışmada) ortaya çıktığı görülmektedir.
4. Oturak rijitliği sabit iken sırt yüklemesi 8100N – 11231N arasında değişmektedir.
5. Sırt yüklemeleri, sırtlık rijitliği ile değişmesine rağmen, sırt yüklemesi ile sırtlık rijitliği arasında direk olarak bir bağlantı yoktur.
6. Önden çarpımda en yüksek sırt yüklemesi tekrar sıçrama fazında (120 – 130ms) çarpışma aralığında gerçekleşmektedir.
7. Oturak ve sırtlık rijitliği sabit iken (%100), yaslanma açısı düşeyden arttığı esnada sırtlık yüklemesi azalmaktadır.
8. En yüksek sırtlık yüklemeleri 0° yaslanma açısı için 11970N ila 30° için 6348N olmaktadır.
9. En yüksek oturak yüklemeleri 0° sırt açısı için 13763N ile 20° için 9555N olmaktadır.
10. Sırt açısının, hem oturağın hem de sırtlığın yükleme durumlarına etkisi olduğu tespit edilmektedir.
11. Oturma sisteminin yüklemesi direk olarak oturan kişinin çarpışma kinematiği ile alakalıdır.
12. Oturma yüzeyi önden çarpma esnasında aşağı ve üst bacakların aşağı doğru hareketi ile yüklenmektedir.
13. Sırtlık yaslanma açısının artırılmasıyla, yatay oturma yüzeyi yüklemesi (Test Mankeninin kalçası oturma yüzeyinden kayarak aşağı yüklemeyi azaltmasıyla) azalır. Benzer şekilde yaslanma açısının artmasıyla üst gövdenin sırtlıktan kaymasıyla sırt yüklemesi azalmaktadır.
14. Genelde, rijitlik arttıkça oturma yüzey yüklemelerinin artmasına izin verilmektedir.



Yumuşak zeminlerde yükleme azalır. Bunun nedeni oturan kişinin yükü ile zeminin çökmesidir. Bu biçimde çökme alt gövde ve kalçanın aşağı yönde gezinmesine izin verir ki, bu da kalça sınırlandırmalarında (kemer vb.) dolayı karın veya alt bölge yaralanmalarına sebep olabilir[43].

Yaslanma yüzeyinin rijitliği ve çökme; önemli etkenlerdendir. Bu etkenler otomotiv sektöründe de kullanılmaktadır. Çarpma esnasındaki sırtlığın etkisi arka-sırt çarpışma ve tekrar sıçrama nedenlerinden dolayı oturan kişi için yaralanma riski ihtiva etmektedir.

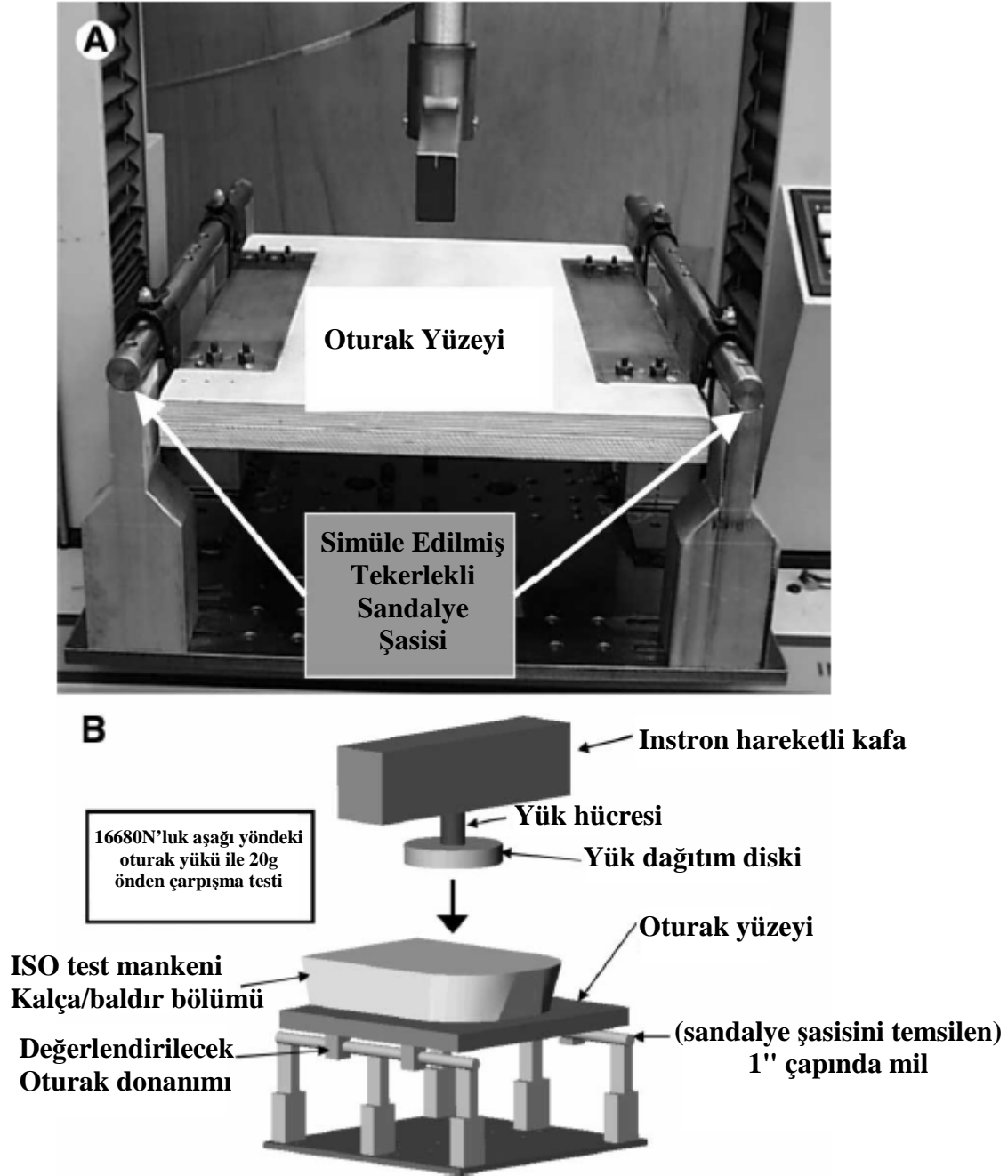
Önden çarpışmada, sandalye ve kullanıcının birleşik ağırlık merkezi üzerinde bulunan arka güvenlik noktaları oturak yüklerini sandalyenin arkaya doğru rotasyonuna göre arttırmaktadır[49]. Çarpışma yükleme durumu altında (tekrar sıçrama ve arkadan çarpışma) sırtlığın cevabı kullanıcının direk olarak yaralanma riski şeklinde ortaya çıkmaktadır[40-43].

Oturma yüzey rijitliği ve sırtlık açısı, önden çarpışmada, oturma yüklerine etki etmektedir. 20g/13.4m/s ile oluşan en yüksek sırt yüklemesi 12010N, oturak yüklemesi ise 14679N dur[28].

ANSI WC-19 (Wheelchair used as seats in motor vehicles), komple tekerlekli sandalye sistemini geliştirmek için oluşturulmuştur[46]. Yapılan bu çalışmalara ise temel oluşturmaktadır.

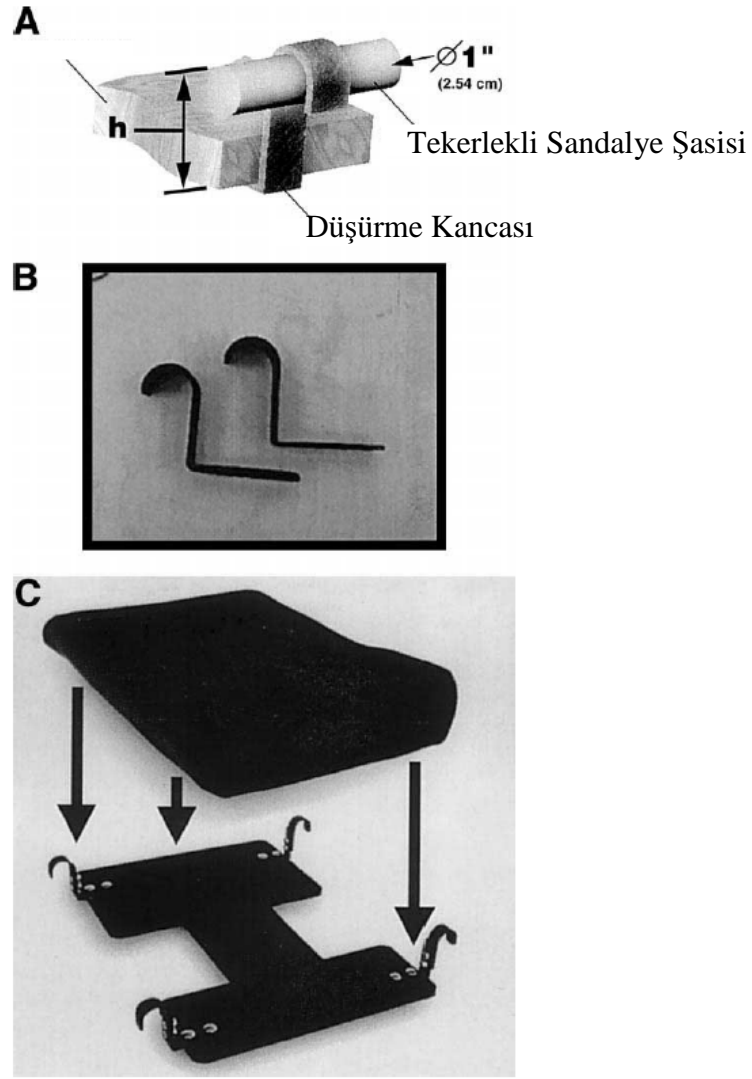
1. Önden çarpışma esnasında sandalye kullanıcısı öne ve aşağı olmak üzere hareket ederek yatay oturak yüzeyine yük uygular. Yapılmış bilgisayar simülasyonlarına göre arka emniyet noktalarının yerleri (sandalye-kızak bağlantı noktaları) tekerlekli sandalyenin ağırlık merkezine bağımlı olduğu durumlar için 12832N ila 19367N oturak yükleri bulunmuştur[30].

2. Arka emniyet noktaları sandalyenin ağırlık merkezi ile aynı yüksekliğe getirildiği zaman oturak yükleri 16680N olmuştur.
3. Fakat kızaklı testlerde ölçüm yapmak zor olduğu için oturak yükleme verileri pek mevcut değildir. Middlesex Üniversitesinde yapılan test mankeni kullanılmış önden çarpışma testlerinde oturak yükleri 14856N civarındadır.
4. Kızak testlerinde belirlenmiş ve bilgisayar simülasyonlarına dayanan çalışmalarda oturak yüklemesi için test kriteri 16680N olarak alınmıştır. Tekerlekli sandalye, tespit edilmiş bu yüke dayanabilmelidir.
5. Bu çalışmada bağlantı noktalarından çelik ile güçlendirilmiş ahşap bir plaka oturma yüzeyini temsilen kullanılmıştır. Bu sistem, sandalye şasisi yerine iki paralel boruya bağlanmış ve bu borular da yardımcı ekipmanlarla zemine monte edilmiştir. “Instron 4200” serisi test cihazı ile ISO 7176-07 test mankeninin baldır ve kalça birimi kullanılarak yükleme sensörü (insan vücudunun boyutlarını ve kütle dağılımını simüle eden sistem) yardımıyla yükleme gerçekleştirilmiştir. Yükleme oturma yüzeyine dik olacak şekilde 50.8cm/dakika oranında ve 16680N değerinde 5 saniye boyunca uygulanmıştır. Yükleme; yükleme hücresiyle ölçülmüş ve oturma yüzeyindeki sapma Instron’un artı şeklindeki kafasının pozisyonu kullanılarak belirlenmiştir. Yükleme ve sapma 4Hz’de kaydedilmiştir(kullanılan ahşap zemin üstüne oturma minderi konulmaktadır)[30]. Test düzeneği Şekil 1.24’de görülmektedir.



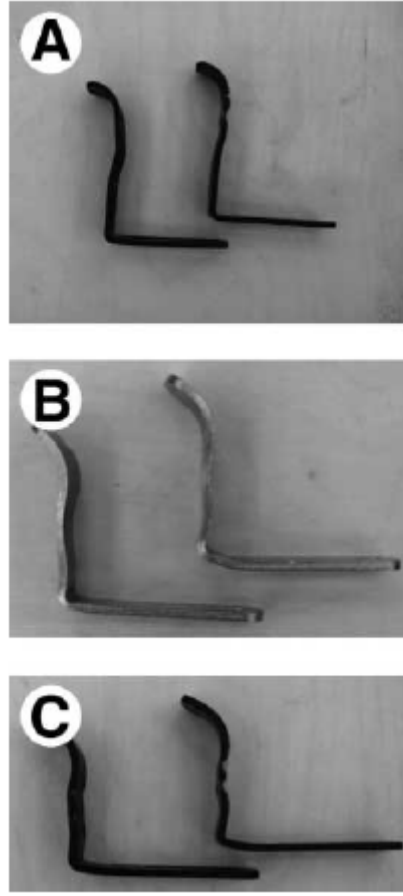
Şekil 1.24. Oturak donanımlarının test düzeneği[30]

Yapılan testlerde karbon çeliği, paslanmaz çelik ve alüminyum olmak üzere üç tip düşürme kancası (drop-hook) kullanılmıştır. Tekerlekli sandalyenin test düzeneğinde kullanılan kanca tipleri ve bağlantıları Şekil 1.25’de verilmiştir[30].



Şekil 1.25. Oturak düzeneği ve düşürme kanca bağlantısı[30]

Deney sonucunda hiçbir malzeme 16680N'luk yüke dayanamamıştır. Her durumda deformasyon meydana gelmiştir. Şekil 1.26'da oluşan hasarlar görülmektedir. Hiçbir durumda sürücünün kaymasına müsaade edilmemiştir. Tüm testlerde elde edilen en büyük yük değeri 7245N test kriter yüklemesinin %50'sinden daha olmuştur. Kancalardaki yük deformasyon cevabı başlangıçta yumuşak sonra ise daha rijit olmaktadır. Yumuşak bölgeye verilen yüke göre daha büyük bir deformasyon oluşmaktadır[30].

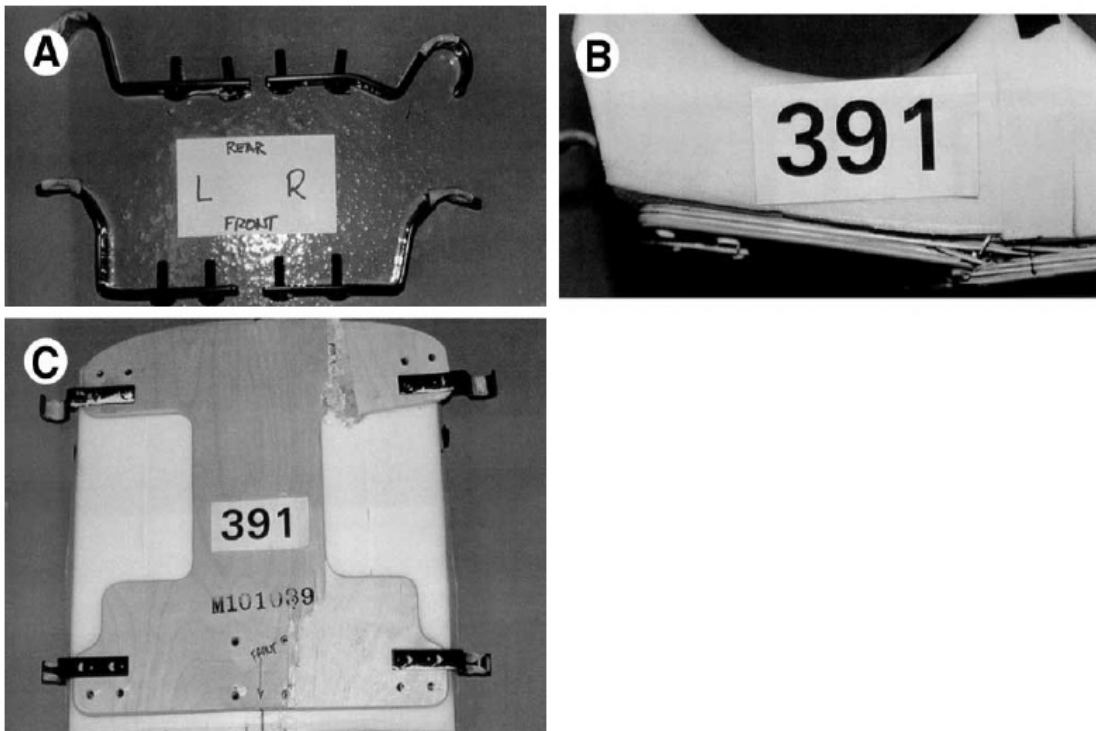


Şekil 1.26. Kancaların sistemden kayması ile oluşan hasarlar a)alüminyum kanca, b) paslanmaz çelik kanca, c)karbon çeliğinden kanca[30]

Örneğin 500N yük uygulandığında, başlangıçta alüminyum kancalar deforme olmuş ve oturak yüzeyi 35mm sapma göstermiştir. Yük 500N'dan 1000N'a arttırıldığında kancalar daha rijit davranmış ve 1mm'den az ilave sapma görülmüştür. Bu rijit cevap, yük 1000N'un üzerine çıkartıldığında düzleşme (plato) bölgesine kadar devam etmiştir. Bu plato bölgesi kancanın daha fazla ilave yük taşıyamayacağını belirtmektedir. Bu bölgenin son noktasında donanım hasarı ortaya çıkmaktadır. Tüm malzemelerde aynı rijit davranış görülmektedir. Burada sıralama ise esneme durumuna göre yumuşaktan rijite aşağıdaki sırayla belirtildiği gibidir[30].

1. Alüminyum
2. Karbon çeliği
3. Paslanmaz çelik

Buna göre alüminyum kancalar en fazla hasar gören elemanlardır. Yalnız tüm kancalar aşırı derecede hasar görmüşlerdir. Bu ise stabil olmayan oturak yüzeyi desteklerine işaret etmektedir. Oturak yüzeyinin bu denli sapma göstermesi ciddi yaralanmalara sebep olmaktadır. Bu deney statik olup dinamik çarpışmadan çok farklılık göstermektedir. Gene de üreticiler için faydalı olmaktadır. Fakat bu deneyde görülmüştür ki kızaklı testler ile bu test karşılaştırıldığında kancalarda oluşan hasarlar benzerlik göstermektedir. Şekil 1.27’de, aradaki fark görülmektedir. Fakat kızaklı testte oturak yüzeyi test mankenini taşıyamayacak hale gelmiştir[30].



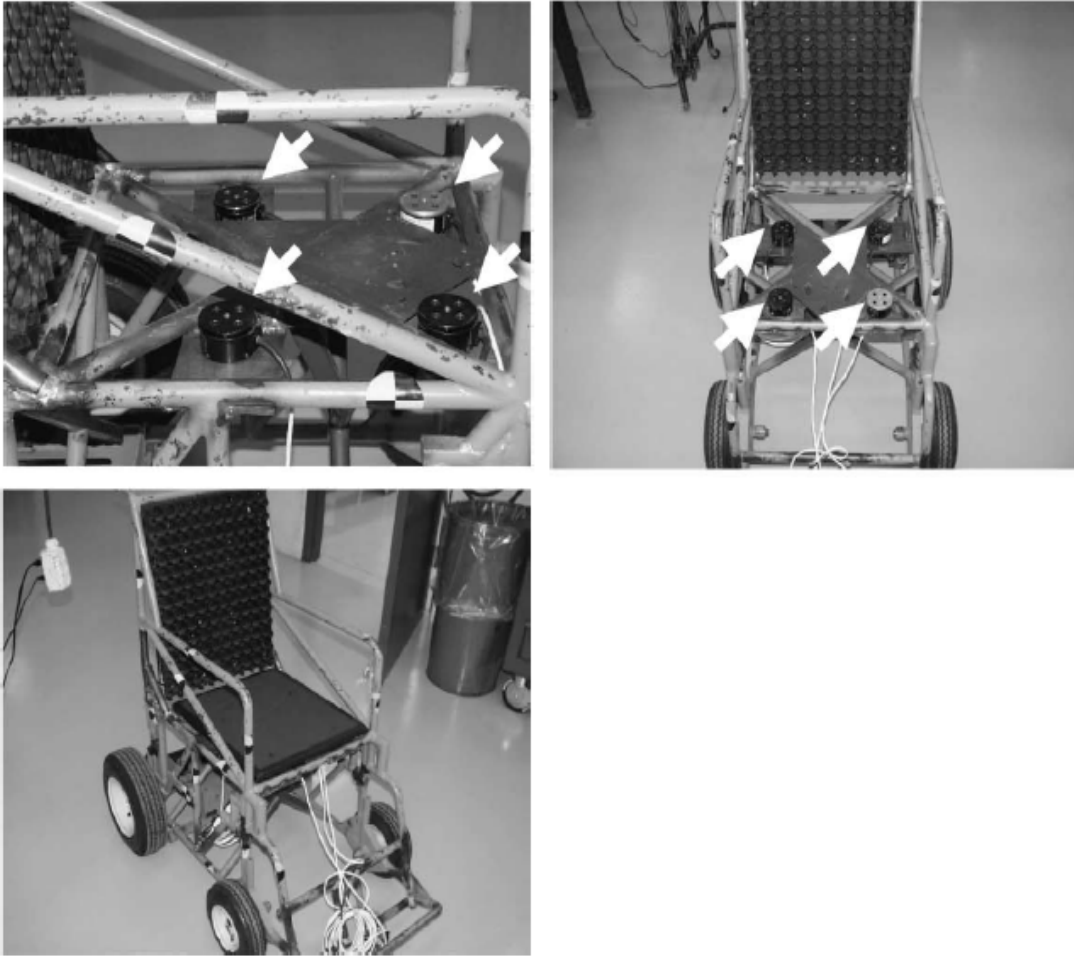
Şekil 1.27. Kanca oturak bağlantı donanımı ve kontrplak deformasyonu[30]

Kesme kuvveti, oturak yüzeyine paralel, normal kuvvet de diktir. Buradaki testlerde yüzeye normal veya dik kuvvetler uygulanmaktadır. Gerçekte daha farklı durumlar ortaya çıkmaktadır. Ayrıca burada sadece kancalar incelendiğinden gerçeğe tam olarak uygun değildir. Sandalye, şasi ve oturak deformasyonu, yolcunun uyguladığı oturak yükünün bir kısmını absorbe ettiğinden oturak donanımının yüklemesi azalır. Yayınlanmamış bazı çalışmalarda kırılmalara sebep olan çok yüksek hasarlar oluşturan çarpışma testleri yapılmıştır.

Hasar pek istenmeyen bir durum olmasına rağmen kontrollü deformasyon çarpışma enerjisini absorbe ederek yolcunun korunmasına yardımcı olur. Sandalye şasisinin pahalı olması, kızaklı çarpışma testlerinin yapılmasını zorlaştırmaktadır.

Çalışmalar sonucunda tüm kancalar gerekli yükün yarısında hasar görmektedir. Yani kancalı EMS'ler pek uygun olmamaktadırlar[30].

Yapılan diğer çalışmada ise, arka emniyet nokta yerinin oturak yükü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Burada 4 adet 3 eksenli 1516 modeli yükleme hücreleri kullanılmıştır (Şekil 1.28). yük hücresinin düşeydeki ön/arka kapasitesi 4400N, sağ/sol kapasitesi 6600N ve %50 fazla yükte, tam doğru sonuç vermektedir. Üzerine ise çelik transduser bağlantı yüzeyi konulmuştur. Altında da alüminyum tava mevcuttur[35].



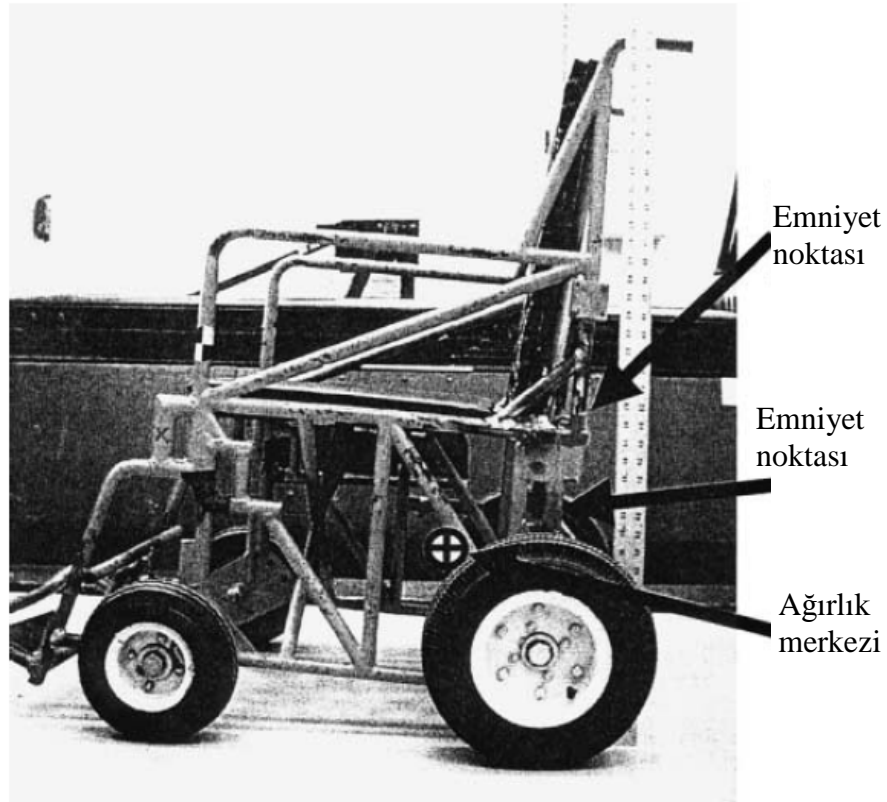
Şekil 1.28. Disk tipi yük hücrelerinin, SAE J2249 tekerlekli sandalyenin oturağına bağlanması[35]

Sandalyenin ağırlık merkezi olarak

1. Arka tekerlek merkezinden 176mm önde
2. Yerden 293mm yüksekte
3. Sandalyenin merkezindedir.

Yalnız SAE J2249 SWC CG Standartlarına göre 34mm önde ve 7mm yukarıdadır.

Şekil 1.29'da, SAE J2249 tekerlekli sandalyenin farklı testler için ağırlık merkezi ve emniyet nokta bağlantıları gösterilmektedir.



Şekil 1.29. SAE J2249 tekerlekli sandalyenin farklı testler için ağırlık merkezi ve emniyet nokta bağlantıları[35]

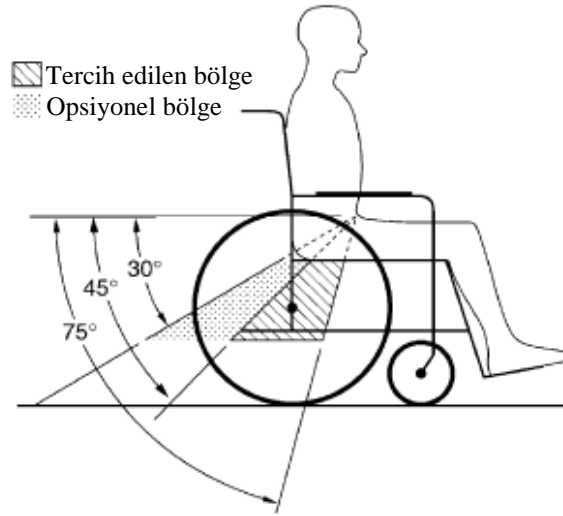
Testlerde 1000kare/saniye çekim yapabilen hızlı dijital kameralar kullanılmıştır. Üç eksenli yük hücresi 10000Hz'de SAE J211'e göre verileri toplamıştır. Ayrıca testler SAE J2249'daki standartlara göre yapılmıştır. Toplam düşey yükler, arka emniyet noktalarının bağlantılarına göre olmak şartıyla 17019N'dan 18682N aralığına kadar değişmektedir[35].



Sonuçta; tüm testlerde çarpışma esnasında öncelikle önde, daha sonra arka tarafta kesme oluşmuştur. Öndeki toplam kesme yükleri 4391N ile 6717N arasında, arkada ise 2271N ile 6081N'dur. Ön ve arkadaki en fazla yükleme 120ms ile 170ms arasında olmuştur. Önden çarpışmalarda genelde öne ve arkaya doğru kayma hareketi olduğundan bunu engellemek gerekir. Deneysel sonuçlarda 6717N'dan 4424N'a kadar bir aralığı belirten kayma gerilmelerine dayanabilecek donanımlar yetersiz kalmaktadır. Deneysel sonuçlarda, arka emniyet nokta bağlantılarının yerleri oturarak yüklerini değiştirmektedir. Bu noktalar ağırlık merkezinin üstüne alındığında oturarak yükleri artmaktadır. Ayrıca yolcunun öne hareketi sürerken sandalye arkaya dönme eğiliminde olmaktadır. Bu koşullar altında alt gövde ve bacakların ileri hareketine direnmekte; bağlantının, ağırlık merkezinin altına alınması durumunda da, sandalye ileri rotasyonu ile birlikte yolcunun düşme eğilimi artmaktadır[35].

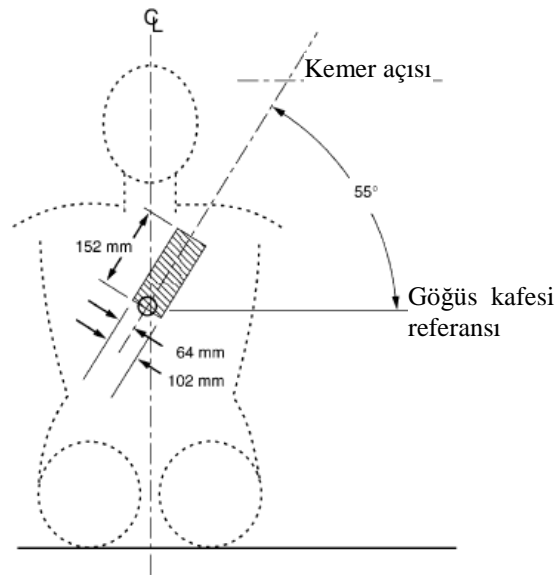
“The National Highway Traffic Safety Administration(NHTSA)” raporlarına göre, üst beden ve kalçadan uygulanan emniyet kemerleri, en etkili güvenlik tedbirleridir. Ölüm ile sonuçlanan kazaların çoğunluğunda emniyet kemeri takılmadığı tespit edilmektedir. Tekerlekli sandalyeler ise motorlu araç olmakla birlikte, ortaya çıkan yükler açısından çarpışma esnasında diğer araçlara göre daha az güvenlidirler[43, 53].

ANSI/RESNA'ya göre tekerlekli sandalyede güvenlik; hareket halinde iken oturur şekilde kalmaktır[54]. Kullanıcının risk durumunu belirlemek için “General Motors Injury Assessment Reference Values (GM-IARVs)”, yaralanma kriterini belirlemek için vücudun çeşitli bölgelerinin yaralanma toleranslarını gösteren ve tavsiyeler içeren bir belge hazırlamıştır[55]. Şekil 1.30'da pelvis kemiğinin sınırlandırılmasında tercih edilen sınırlandırma bölgeleri verilmektedir.



Şekil 1.30. Pelvis kemiğinin sınırlandırılmasında tercih edilen sınırlandırma bölgeleri[53, 56, 57]

Kemer, pelvis kemiğinin alt ön kısmında, tercihen yatay ile 45-75°açıklıkta, opsiyonel olarak ise30-45° açıklıkta olmalıdır. Yapılan simülasyonlarda, kemerin omuz üstünden bağlandığı noktanın yeri, yolcunun çarpışmadan nasıl korunduğunu göstermektedir[57]. Kemer, yatay ile 55° yapmış olmalıdır. 55 dereceden küçük açılarda kemer omuzdan kurtulma eğilimindedir. Kemer omuzdan kaydığıında kullanıcı çarpışma anında korumasız kalmaktadır. 55 dereceden büyük açılarda kemer, boyuna yaklaşarak omurgada problem oluşturabilmektedir (Şekil 1.31). İki durum içinde kemerler sıkıca bağlanmalı ve bedene iyice oturmalıdır.



Şekil 1.31. SAE J2249 ve ANSI/RESNA WC-19 üst beden omuz kemeri için tercih edilen bölgeler[53, 56, 57]

Tekerlekli sandalyeyi kullanan kişi güvenliği için, kalça kemiğinden ve üst bedenden bağlantı uygulamasının gerekliliği yapılmış çalışmalarla saptanmıştır. Bu konudaki asıl önemli teknolojiler, otomobil sektöründen kaynaklanmaktadır. Geliştirilmiş kullanıcı güvenliği, ticari araçlarda kullanılan emniyet kemerinin indirgenmesi ile bulunmuştur[58-61].

Oturağa bağlı emniyet kemeri ile yapılabilen uygulamalar:

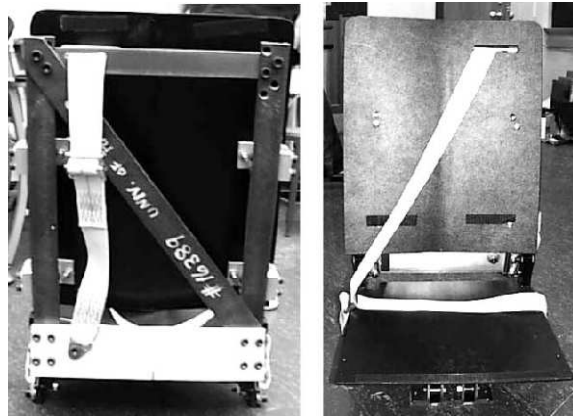
1. Kişiye göre ayarlama,
2. Tüm yönlerden geliştirilmiş sınırlandırma(ön, yan, arka ve aracın takla atması),
3. Geliştirilmiş baş koruması,
4. Temas halinde minimum yaralanma riski,
5. Kullanım esnasındaki yeterli hareket serbestliği,
6. Kolay ayarlanabilirlik elde edilmektedir[58-61].

Özellikle önden çarpışma halinde, normal yükseklikte oturan kişiler için üst beden emniyet kemerinin uygun pozisyonda durması gerekmektedir. Önden çarpışmada emniyet kemer boyununun kısa olması ile sürücünün öne doğru hareketi azalmış olup daha az gerilme ortaya çıkmaktadır[62]. Federal Motor Vehicle Safety Standart (FMVSS)'a göre kullanıcı oturağı aşağıda verilenlere koşullara karşı dayanabilmektedir:

1. Oturak ağırlığının 20 katı tekerlekli sandalyenin ön tarafına uygulanmaktadır.
2. Oturak ağırlığının 20 katı tekerlekli sandalyenin arka tarafına uygulanmaktadır.
3. Oturak referans noktasına göre 372.9Nm moment oluşturan kuvvet arka tarafta olmaktadır[63].

Oturaktan sırtlığa ve oturaktan merkezi tespit noktasına göre olan dayanımları belirlemek için, sistemin ağırlık merkezinden bir bağlantı sistemi öne ve birde geriye doğru olarak konumlandırılmıştır. Ayrıca sırtlığın üst noktasında yükleme aygıtı kullanılmaktadır. FMVSS 207 test standartlarına göre kalıcı bir deformasyon görülmemektedir[64]. Emniyet kemeri test mukavemeti ise FMVSS 210' a göre belirlenmiştir.

13345N'luk yük, kalça ve üst beden kemer bağlantı noktalarına uygulanmıştır[65, 66]. Yükleme hücreleri; üst beden bağlantı bölgesinde, maksimum 24020N'luk yük, kalça bağlantı bölgesinde ise 6623N'luk yük değerlerini tespit etmişlerdir. Yapılan görsel değerlendirmelerde oturak ve emniyet kemer sistemlerinde önemli bir hasara rastlanmamıştır. Bu çalışmayla, emniyet kemerlerinin yarı-statik yüklemeyle yapısal performans ve dinamik koşullarda çarpışma dayanımına sahip olduğu anlaşılmaktadır[53]. Şekil 1.32'de tekerlekli sandalyedeki emniyet kemerinin, önden ve arkadan bağlantı tipi görülmektedir.



Şekil 1.32. Tekerlekli sandalyedeki emniyet kemerinin, önden ve arkadan bağlantı tipi[53]

Yolcu güvenliği, konforu ve sınırlandırma sistemlerinin kullanılabilirliğindeki yetersizlikler olarak, üst beden ve kalça kemiği sınırlandırmaları tespit edilmiştir[53]. 20g-13.4m/s ile yapılan önden çarpışmalı kızak testlerinde birden fazla sınırlandırma sistemindeki senaryolar, tavsiye edilmiş yaralanma kriteri olan WC-19, GM-IARV ve SAE J2249'a dayanmaktadır[54, 56, 67].

Göğüste oluşan basınç, lineer potansiyometre ile ölçülmektedir. Tekerlekli sandalye ve oturak sisteminin birleşimi için; ağırlık merkezine, sandalye bağlantı yerine ve kullanıcı emniyet bağlantılarına ivmeölçer ve sağlam gerilim yükleme hücreleri yerleştirilmiştir.

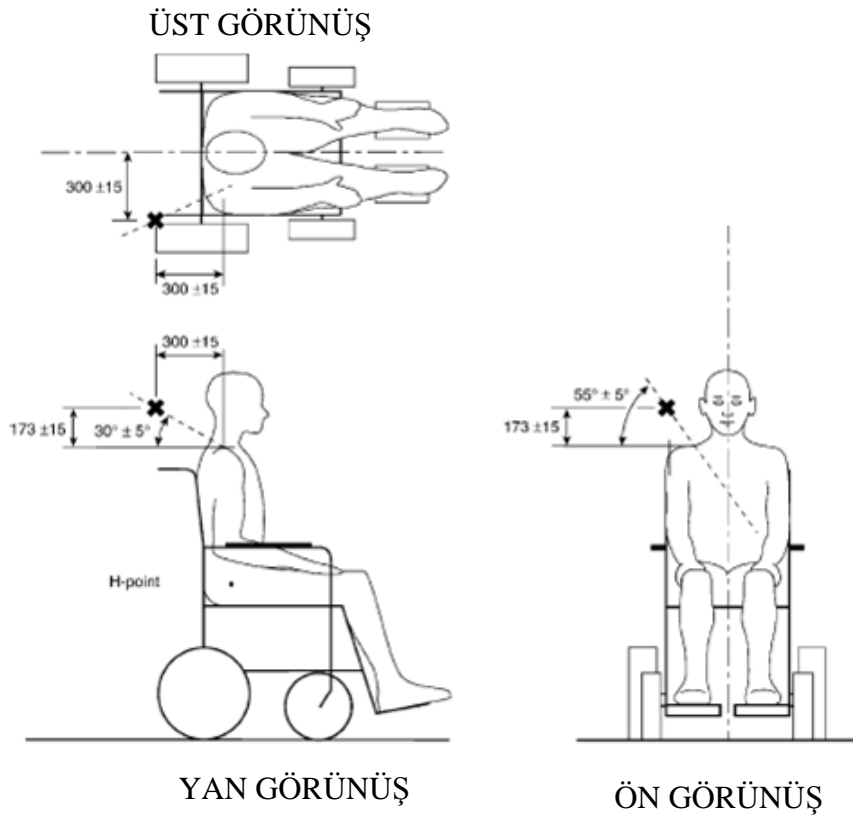
Kızak ve tekerlekli sandalye ivmesi, üst bedeni sınırlandıran yükleme, sağ-sol kalçayı sınırlandıran yükleme, sağ-sol tekerlekli sandalye bağlantı yüklemesi kızaklı çarpışma testi sürecinde kayıt edilmektedir[53].

Tüm çarpışma süreci kızak bölgesinin yanlarına konumlandırılmış hızlı kameralar yardımı ile kaydedilmektedir. Kameranın kayıt hızı 1000Hz olarak ayarlanmaktadır. Film hareket analizi p-noktası( p-noktası: bir silindirin, uzun ekseninin sandalyenin referans eksenine dik -silindirin eğrisel bölgesi sırtlık ile temasta- olduğu konumda iken kesit alan merkezinde bulunan referans nokta), ATD' nin kafası ve dizinin ileri doğru küçük hareketlerinin belirlenmesi amacıyla kullanılır[55]. Şekil 1.33'de kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, kızak düzeneğine bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli görülmektedir.

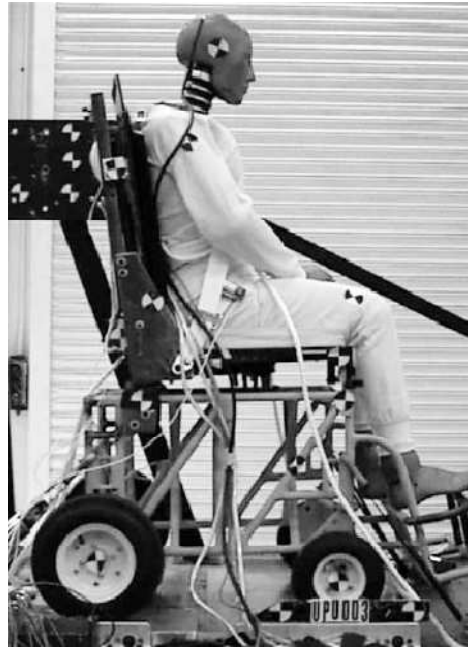


Şekil 1.33. Kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, kızak düzeneğine bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli[53]

Şekil 1.34'de emniyet kemerinin omuz bağlantı şekli ve açıları gösterilmektedir. Şekil 1.35'de ise kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, sandalyeye bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli verilmektedir.



Şekil 1.34. Emniyet kemerinin omuz bağlantı şekli ve açıları[53]



Şekil 1.35. Kızaklı çarpışma test düzeneğinin “yolcu emniyet kemerinin, sandalyeye bağlanmış sistemi” için hazırlanma şekli[53]

Yapılan çalışmalarda

1. Kinematik sınırlandırmalar: SAE J2249 WTORS standartlarına göre
2. Yaralanma toleransları: GM-IARVs ve FMVSS 208 standartlarına göre alınmaktadır[53, 68].

Hareket Kriteri (MC): Bu indeks, yolcu hareketlerinin ölçümleri ve yolcunun araçla temasıyla oluşabilecek riskler için hesapların eşit ağırlıklı olarak değerlendirilmesine dayanmaktadır[53, 68].

$$MC = 0.25(Exc_{head}/25.6) + 0.25(Exc_{knee}/14.8) + 0.25(Exc_{wc}/7.9) + 0.25[(Exc_{wc}/Exc_{knee})/1.1]$$

MC indeksi, yolcu ve tekerlekli sandalye cevapları ile yolcu ve sandalye sınırlandırma koşullarının çeşitliliğinin karşılaştırılması için kullanılır.

$Exc_{head}$  : başın ileri doğru hareketi

$Exc_{knee}$  : dizin ileri doğru hareketi

$Exc_{wc}$  : tekerlekli sandalyenin ileri doğru hareketi

$Exc_{wc}/Exc_{knee}$  : tekerlekli sandalyenin dize göre hareketlerinin oranı

Birleşik Yaralanma Kriteri (CIC): Farklı vücut bölgelerindeki farklı yaralanma risklerini yansıtmaktadır.

Aşağıda bazı bölgeler için yaralanma değerleri verilmiştir.

1. Baş : %47
2. Boyun : %12
3. Göğüs : %23
4. Karın : %18

Yaralanma değerinin büyüklüğü o bölgenin ne kadar fazla hasar gördüğünü belirtmektedir. Verilen değerler engelliler için daha fazla olabilmektedir[53, 68].

$$CIC = 0.53(HIC/1000)_{\text{head}} + 0.18/4(F_{\text{tens}}/247 + F_{\text{comp}}/247 + F_{\text{shear}}/247 + M_{\text{flex}}/1681)_{\text{neck}} + 0.29(a/60)_{\text{chest}}$$

HIC : Baş yaralanma kriteri

$F_{\text{tens}}$  : Boyundaki aksenal yükleme ( çekme )

$F_{\text{comp}}$  : Boyundaki aksenal yükleme ( basma )

$F_{\text{shear}}$  : Boyunda oluşan kayma kuvveti ( boyun kökü için )

$M_{\text{flex}}$  : Boyunda oluşan moment ( esneme )

$a_{\text{chest}}$  : Göğüsün ivmesi

MC ve CIC indisleri 0 ve 1 arasında olabilmektedirler ve oran yükseldikçe yaralanma riski artmaktadır.

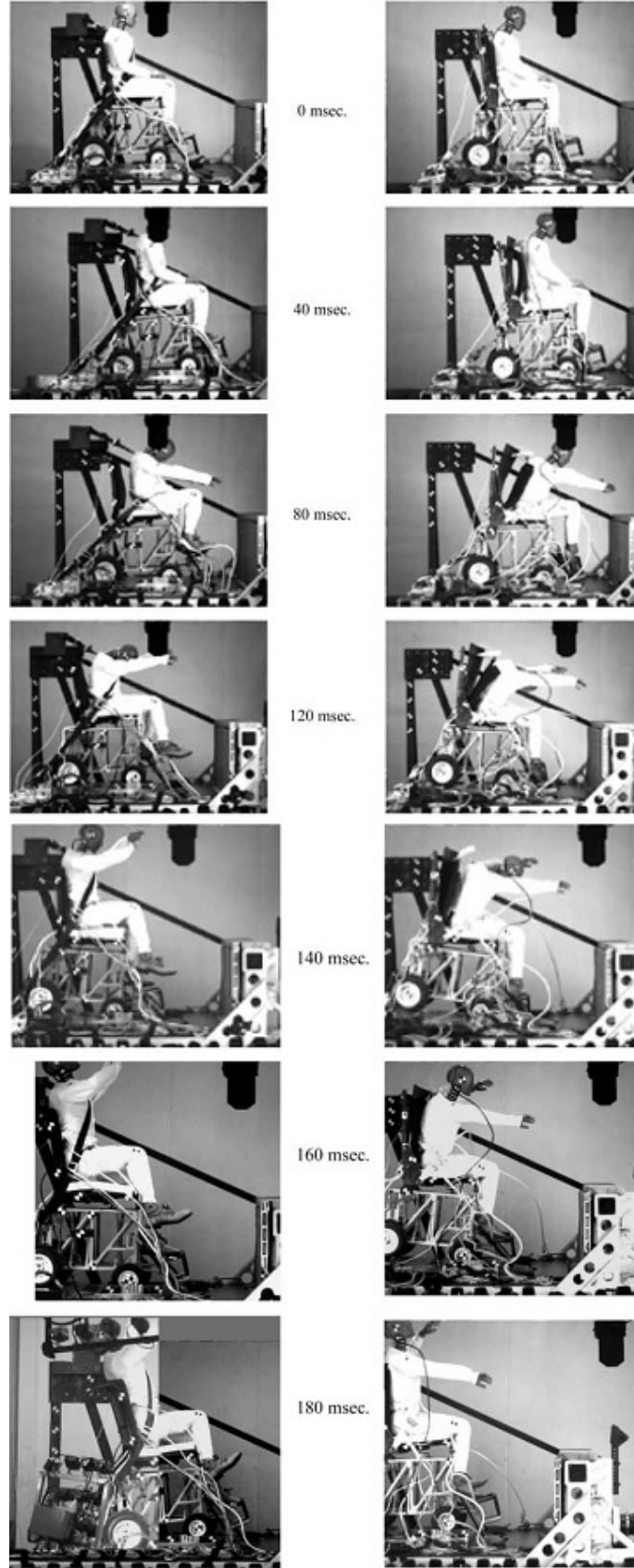
Tablo1.8'de yaralanma ve kinematik hareket kriterleri belirtilmektedir. Bu tabloda insan bedeninin çeşitli kısımları için müsaade edilen sınırlar görölmektedir.



Tablo 1.8. Yaralanma ve kinematik hareket kriterleri[53, 55, 57]

Yaralanma veya hareket parametresi	Değişken	Müsaade edilebilir limit	Kızak düzeneğine bağlı emniyet kemeri	Sandalyeye bağlı emniyet kemeri
Baş yaralanma kriteri	HIC	15ms için 1000	446.7	257.3
Boyun esnemesi	$M_{flex}$	190Nm	58.3Nm	83.8Nm
Boyun eksenel çekme	$F_{tens}$	0ms için 3300N 35ms için 2900N 45ms için 1099N	1757N OK	2892N OK
Boyun eksenel basma	$F_{comp}$	0ms için 3999N 30ms için 1099N	90.7N OK	935N OK
Boyun kökü için kayma	$F_{shear}$	0ms için 3100N 25ms için 1499N 45ms için 1099N	1156N OK	1426.5N OK
Göğüsün ivmesi	$a_{chest}$	60g	48.5g	50g
Göğüs kemiği baskısı		76.2mm	49.53mm	40.89mm
Başın öne ilerlemesi (ağırlık merkezi)	$Exc_{head}$	650.2mm	309.9mm	543.5mm
Sandalyenin ilerlemesi (p-noktası)	$Exc_{wc}$	200.6mm	83.8mm	160mm
Dizin ilerlemesi	$Exc_{knee}$	375.9mm	208.3mm	256.5mm
Sandalyenin dize göre ilerleme oranı	$Exc_{wc}/Exc_{knee}$	1.1'den küçük olmalı	0.4	0.6

Şekil 1.36'da, çarpışma sürecinde, (a)emniyet kemeri kızağa bağlanmış durum, (b) sandalyeye bağlanmış durumu gösteren kareler verilmektedir.



Şekil 1.36. Çarpışma sürecinde, (a) emniyet kemeri kızağa bağlanmış durum, (b) sandalyeye bağlanmış durum[53]

Tüm bu testlere rağmen gerçek sandalyenin çarpma testleri kızaklı testlerden de farklı olmaktadır[30].

Yapılmış çalışmaların büyük bir kısmında, sandalye direkt olarak değil dolaylı şekilde çarpışma yapmaktadır. Deney düzeneklerinde tekerlekli sandalye bir kızağa bağlanmaktadır. Bu kızak belirtilmiş standartlara uygun şekilde hareket ederek sabit bir duvara çarptırılmıştır. Böylece sandalyenin veya sandalyeye bağlı bulunan yolcunun durumu inlenmiştir. Bu testlerde sandalye çarpışmayı gerçekleştirmediği için belirtilmiş sonuçların hiçbirisi yeter derecede gerçekçi değildir. Gerçek bir çarpışmada direkt olarak sandalyenin ön tarafı temasta olup ayaklık bölgesi hasar görmektedir. Eğer sandalyede bir yolcu bulunduğu durum için test yapılırsa, önden çarpışmada ilk teması yolcu uzuvlarından birisi (ayaklar, diz vb.) gerçekleştirecektir.

Çarpışma testleri sayesinde bir kaza anında tekerlekli sandalyenin ve kullanıcının çarpmadan ne kadar ve ne şekilde çarpışmadan etkilendiği ortaya çıkmaktadır. Kullanıcı emniyeti açısından çarpışma testlerinin yapılması son derece önem taşımaktadır. Bu çalışmadaki tekerlekli sandalyelerin, bilgisayar desteğiyle yapılan modelleme ve analizleri yardımıyla gerçekleştirilen önden çarpışma simülasyonlarında, ticari tekerlekli sandalyelerin, direkt veya kızaklı olarak duvara çarpmaları sağlanarak incelemeler yapılmış ve karşılaştırılarak daha gerçekçi sonuçlar alınmıştır.

Yapılan inceleme sonucunda, önden çarpışma testlerinin tekerlekli sandalye için en önemli testlerden biri olduğu anlaşılmaktadır. Bu testlerin deneysel uygulaması zor, külfetli ve maliyeti yüksek olmaktadır. Bu nedenle bilgisayar destekli modelleme ve analiz kullanılarak daha ekonomik, kapsamlı ve birçok değişkenin test edilebildiği değerlendirilmeler yapılabileceği düşüncesi ile bu çalışma amaçlanmıştır.

Çalışmada önce mevcut beş sandalye modellenmiş ve önden çarpışma simülasyonları yapılmıştır. En iyi iki sandalye tespit edilerek sandalye ve kullanıcı ağırlıkları ilavesiyle önden çarpışma testleri tekrar edilmiştir. Bu simülasyonlar yardımıyla seçilen en iyi sandalye modeline, tasarım modifikasyonu ve malzeme seçimi yaklaşımları ile önden çarpışma etkilerini azaltarak sönmeyecek sistemler ilave edilmiştir. Geliştirilen sandalye ise farklı malzemelerle kıyaslanmıştır. Tüm bu değerlendirmelerin neticesinde direkt önden çarpışma durumu için dizayn ve malzeme olarak en uygun tekerlekli sandalye modeli belirlenmiş olmaktadır.

## **BÖLÜM 2. MODELLEME VE ANALİZLER**

### **2.1. Giriş**

Bu bölümde, piyasada ticari olarak bulunan en kullanışlı beş adet elektrik motorlu tekerlekli sandalye şasilerinin, bilgisayar ortamında modeli hazırlanmıştır. Bilgisayar destekli (CAD) modelleri yardımıyla sonlu eleman modellerinin (FEM) oluşturulmuştur. Modeller önden çarpışma analizlerine tabi tutulmuştur. Sonuçta, sandalyeler içinden en iyi iki şasi modeline karar verilmiştir. Bu modellere, sandalye ekipman ağırlıklarının tamamı ve de kullanıcı ağırlığı, ağırlık merkezlerinden uygulanmıştır. Bu biçimde yapılan önden çarpışma analizlerinde en iyi sonucu veren şasi seçilmiştir. Bu sandalye şasisi önden çarpışma koşullarında, çarpışma enerjisini sönmüleyecek biçimde mekanik tasarım açısından geliştirilmiştir. Yeniden tasarlanmış tekerlekli sandalye modeline farklı malzemeler uygulanarak son tasarımın önden çarpışma koşullarında hangi malzeme ile daha az hasar gördüğü tespit edilmiştir. Geliştirilen tekerlekli sandalye modeli ise ANSI/RESNA standartlarına uygun biçimde kızaklı önden çarpışma testine tabi tutulmuştur.

ANSI/RESNA standartlarında, tekerlekli sandalyenin bir kızığa bağlanarak kızığın duvara çarptırılması uygulanmaktadır. Çarpışma testleri çok pahalı olduğu için birçok üretici bu testleri yapmamaktadır. Yapılan direkt çarpışma simülasyonlarında gerçeklik payı, standartlarda uygulananlara göre çok daha yüksek olmaktadır. Gerçek koşullarda engelli kimsenin ayakları, dizi veya başka uzuvlarının hedefe, sandalyeden önce temas ederek yaralanma ihtimalinin çok arttığı kesindir.

Çarpışma esnasında en çok istenen özellik, konstrüksiyonun veya şasinin, kontrollü hasar görerek, kişiye gelecek çarpışma etkilerini minimuma indirmesidir. Ticari olarak kullanılan tekerlekli sandalyelerin neredeyse tamamı, önden çarpışma sırasında kişinin hedefe temas edeceği şekilde tasarlanmışlardır. Bu çalışmada sandalyeler direkt olarak duvara çarptırılacağından ilk simülasyonlarda en mukavemetli ve az deformasyona maruz kalan şasiler seçilmeye çalışılmıştır. Bunun sebebi ise, sandalyenin önüne ilave edilecek ve engelli kişiden önce hedefe temas edecek aparatların veya konstrüksiyon değişikliklerinin, kontrollü çarpışmaya göre tasarlanarak burada oluşacak etkinin sönmülenererek kişiye yansımaması için sandalye şasisinin daha dayanıklı olmasıdır. Tekerlekli sandalye önden çarpışmaya maruz kaldığında ilk önce sandalyenin ön tarafına montajlanan aparatlar çarpışma enerjisini sönmüleyecek; bu enerji ise dayanıklı konstrüksiyon tarafından tutularak kişinin göreceği hasar minimuma indirilmiş olacaktır.

## **2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi**

Mühendislik problemlerinin çözümünde, çoğunlukla analitik yöntemler ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Herhangi bir problem analitik olarak çözülebiliyorsa, o problem için analitik yöntem en iyi yoldur. Ancak mühendislik problemlerinin birçoğunun analitik yöntemlerle çözülmesi mümkün olmamaktadır. Böyle durumlarda sonlu elemanlar metodu alternatif çözüm olarak kullanılmaktadır.

Ancak sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yaklaşık sonuçlar elde edilebilir. Bu sonuçların doğruluk oranı ise kullanılan eleman tipi ve mesh yapısı ile doğrudan alakalıdır. Doğru eleman tipi kullanarak ve uygun bir mesh yapısı ile gerçek sonuca çok yakın sonuçlar elde edilebilir. Bu da modelin kurulması esnasında kullanılan dataların doğruluğu ile sağlanabilir[69].

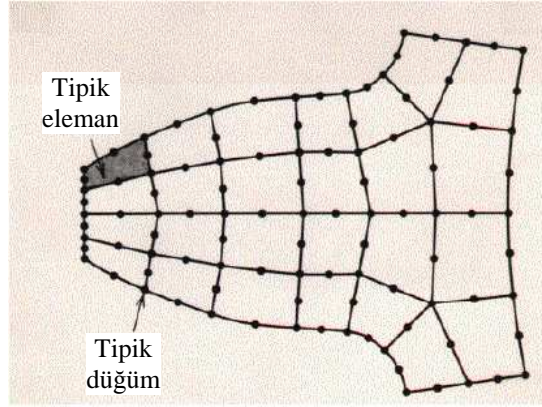
CAD/CAM/CAE(bilgisayar destekli tasarım, imalat ve mühendislik uygulamaları) programlarıyla özellikleri bilinen tüm malzemelerin tel kafes, katı ve yüzey modeli oluşturulabilir ya da endüstriyel tasarım uygulamaları yapılabilmektedir.

Yapılan katı modele bağımlı imalat resimleri, üretim sürecindeki değişiklikleri kolaylaştırması açısından çok önemlidir. Katı modelleme programlarından direk olarak alınabilen modeller ise sonlu elemanlar metodunda zamandan tasarruf ve daha detaylı modelleme imkânları sunmaktadır. Böylece sonlu eleman modelinin uygun bir şekilde elde edilme süreci kolaylaşmaktadır.

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metodun üç temel niteliği vardır: *İlk* olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayırır. *İkincisi*, her elemandaki sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. *Üçüncü* kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır.

Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır[70].

Sürekli bir ortamda alan değişkenleri (gerilme, yer değiştirme, basınç, sıcaklık vs.) sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi sonlu sayıda bilinmeyen olan bir fonksiyon ile tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az ya da çok olmasına göre seçilen fonksiyon lineer ya da yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait alan denklem takımları birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden denklem takımı elde edilir. Denklem takımının çözümü ile sürekli ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir[70]. Şekil 2.1’de bir dişli parçasının tipik düğüm ve elemanlardan oluşmuş sonlu eleman modeli görülmektedir.



Şekil 2.1. Dişli parçasının sonlu eleman modeli

Sonlu elemanlar metodu ile problem çözümünde kullanılacak olan yaklaşım çözüm metodu, izlenecek yolu değiştirmez. Çözüm yöntemindeki adımlar şunlardır[70]:

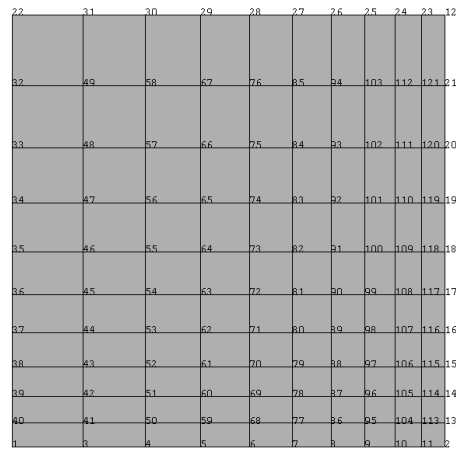
1. Cismin sonlu elemanlara bölünmesi,
2. İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi,
3. Eleman rijitlik matrisinin teşkili,
4. Sistem rijitlik matrisinin hesaplanması,
5. Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması,
6. Sınır şartlarının belirlenmesi,
7. Sistem denklemlerinin çözümü.

Sonlu elemanlar metodunda analizi yapılacak olan cismin sonlu boyutta çok küçük elemanlara bölüldüğü varsayılır. Bir boyutlu cisimler düğüm noktalarıyla, iki boyutlu cisimler sınır çizgileriyle, üç boyutlu cisimler ise alanlarla bir birinden ayrılırlar. Bu ayırım biçimleri Şekil 2.2, 2.3 ve 2.4'de gösterilmiştir. Şekillerde düğüm noktaları numaralarla temsil edilmektedir. İki ve üç boyutlu cisimlerde eleman boyutları ya da eleman şekilleri bir birinden farklı olabilir. Düğüm noktaları ise sınır çizgilerinin kesişim noktalarında alınmaktadır. Bu ayırma işlemi sonucunda cisim, sonlu sayıda elemandan ve bunları bir birine bağlayan düğümlerden oluşan bir yapıya dönüşecektir[69, 71, 72].

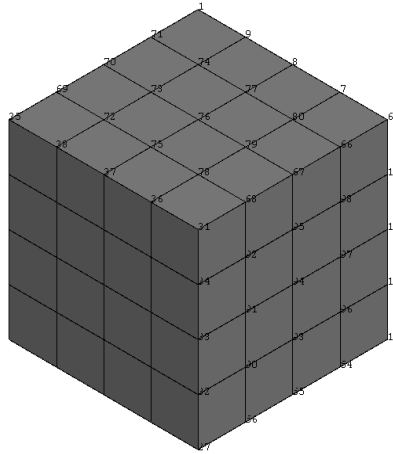
2 ————— 7 ————— 6 ————— 5 ————— 4 ————— 3 ————— 1

Şekil 2.2. Doğrusal sonlu elemanlara ayrılmış 1 boyutlu cisim





Şekil 2.3. Dörtgen sonlu elemanlara ayrılmış 2 boyutlu cisim

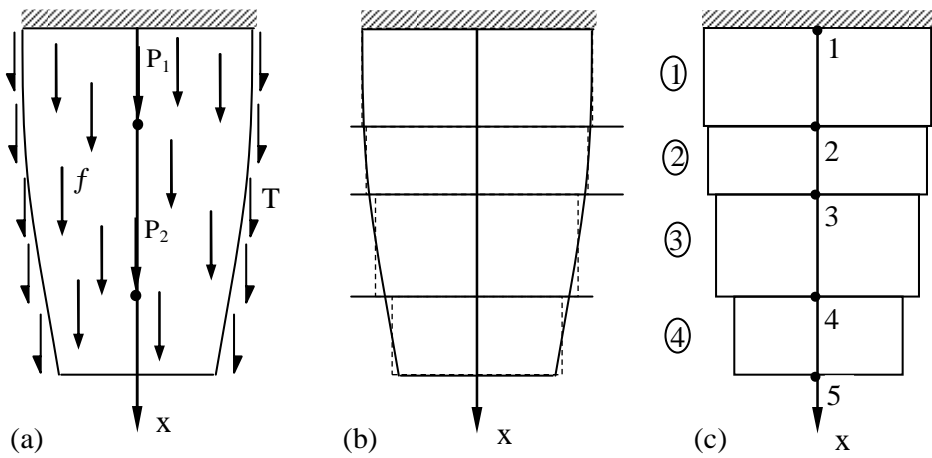


Şekil 2.4. Dikdörtgen prizma elemanlara ayrılmış 3 boyutlu cisim

Yukarıda belirtilen elemanlara bölünme durumu sonlu elemanların temelini teşkil etmektedir. Şekil 2.5'deki kademeli elemanın sonlu eleman modellemesinde, çubuk belirli sayıda sabit kesitli elemanlardan meydana gelmiş kademeli çubuk olarak ele alınmaktadır. Burada çubuğu dört eleman kullanarak modellenmektedir. Çubuk, Şekil 2.5-b'deki gibi dört bölgeye ayrılmaktadır. Bundan sonra her bir bölgenin ortalama kesit alanı bulunarak eleman tanımlamalarında bu değer kullanılmaktadır.

Çubuğun dört eleman ve beş düğümden oluşan sonlu eleman modeli, Şekil 2.5-c'de gösterilmektedir. Şekil 2.5-c'de eleman numaraları, düğüm numaralarından ayırt edilmesi için yuvarlak içine alınmıştır. Şekilde görüldüğü gibi, kesit alanı, yüzey kuvveti ve kütle kuvvetleri her eleman için sabit olmaktadır. Doğal olarak kesit alanları ve kuvvetler şiddetleri bakımından elemandan elemana değişebilmektedir.

Yapılan analizin durumuna göre, eleman sayıları artırılarak daha iyi sonuçlar elde edilebilmektedir. Tekil yüklerin uygulanmış olduğu noktaların, düğüm noktası olarak seçilmesi gerekmektedir. Cisme etkiyen diğer kuvvetler de yalnızca düğüm noktalarından etki ediyormuş gibi ele alınmaktadır[70]. Düğümleri, elemanları bir birine bağlayan ve onları bir arada tutan, somun – cıvata bağlantısı gibi düşünmek mümkündür. Düğümlerin kaldırılması durumunda bütün elemanlar bir birlerinden ayrılırlar. Bu durumda komşu elemanlar arasında fiziksel bir süreksizlik meydana gelmektedir[69].



Şekil 2.5. Kütte kuvvetleri, yüzey kuvvetleri ve tekil kuvvetler altındaki çubuğun sonlu elemanlar modeli.

Tipik bir elemanın davranışını incelerken üniform bir kesite sahip katı modelin deformasyonunu incelemek gerekmektedir. Bu elemanın kesiti  $A$ , uzunluğu  $l$  ve maruz kaldığı kuvvet  $F$  olmaktadır. Bu durumda parçadaki ortalama gerilme  $\sigma$  aşağıdaki gibidir[73]:

$$\sigma = F/A \quad (2.1)$$

Parçanın ortalama normal zorlanması  $\epsilon$ , boydaki değişimin  $\Delta l$  orijinal boya  $l$  oranı olarak tanımlanmaktadır[73].

$$\epsilon = \Delta l/l \quad (2.2)$$

Elastik bölgede gerilme-zorlanma durumu ise Hooke kanunu ile belirlenmektedir[73].

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.3)$$

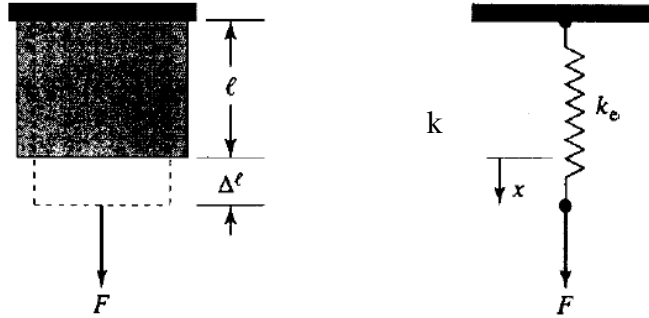
Bu denklemde belirtilen E malzemenin elastisite modülü olmaktadır. (2.1), (2.2) ve (2.3) denklemlerinde aşağıdaki denklem elde dilmektedir[73, 74].

$$F = \left( \frac{A \cdot E}{l} \right) \Delta l \quad (2.4)$$

Denklem (2.4), linear yay denkleminde benzerdir ( $F = k \cdot x$ ). Üniform bir kesite sahip katı model, (**k**) sabiti olan yay şeklinde modellenmektedir[73, 74].

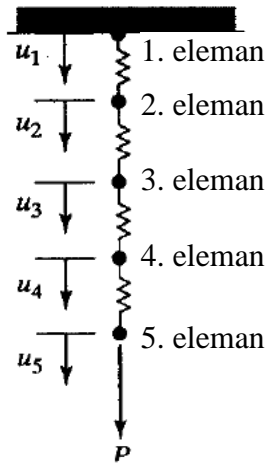
$$k = \frac{A \cdot E}{l} \quad (2.5)$$

Aşağıdaki şekilde üniform kesite sahip katı eleman üzerine F kuvvetinin uygulanışı ve bu durumun yay olarak nasıl belirtildiği gösterilmektedir.



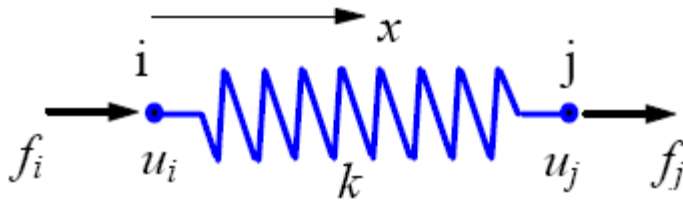
Şekil 2.6. Üniform kesite sahip katı eleman üzerine F kuvvetinin uygulanışı

Şekil 2.6'daki uygulamayı, benzer biçimde Şekil 2.5'e uyguladığımız takdirde Şekil2.7'deki gibi bir durum elde edilmektedir.



Şekil 2.7. Şekil 2.5'deki modelin yay modeline dönüştürülmesi

Yay haline dönüştürülen elemanlar sonlu elemanlar metodu yardımı ile denklem sistemlerine dönüştürülürler. Aşağıdaki şekilde yay haline dönüştürülmüş bir eleman görülmektedir[71].



Şekil 2.8. Yay elemanı[71]

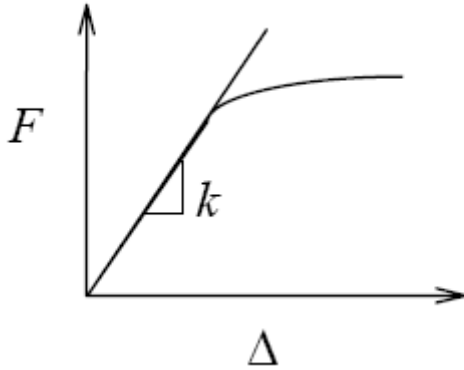
İki düğüm noktası	: i, j
Düğümelerin yer değiştirmeleri	: $u_i, u_j$
Düğümelerdeki kuvvetler	: $f_i, f_j$
Yay sabiti (rijitliği)	: k

Yayın kuvvet-yer değiştirme ilişkisi aşağıda verilmektedir.

$$F = k \cdot \Delta \quad (2.6)$$

$$\Delta = u_j - u_i \quad (2.7)$$

Aşağıdaki şekilde, lineer ve lineer olmayan durumlar için kuvvet-yer değiştirme ilişkisi gösterilmektedir[71].



Şekil 2.9. Lineer ve lineer olmayan durumlar için kuvvet-yer değiştirme ilişkisi

Aşağıda birim uzama oluşturması gereken kuvvet durumu verilmektedir[71].

$$k = \frac{F}{\Delta} > 0 \quad (2.8)$$

Yay için kuvvetlerin dengesi değerlendirildiğinde (i) düğümünde[71],

$$f_i = -F = -k(u_j - u_i) = ku_i - ku_j \quad (2.9)$$

(j) düğümünde,

$$f_j = F = k(u_j - u_i) = -ku_i + ku_j \quad (2.10)$$

Olmaktadır. Bu denklemler matris formunda yazıldığında ise[71],

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_j \end{Bmatrix} \quad (2.11)$$

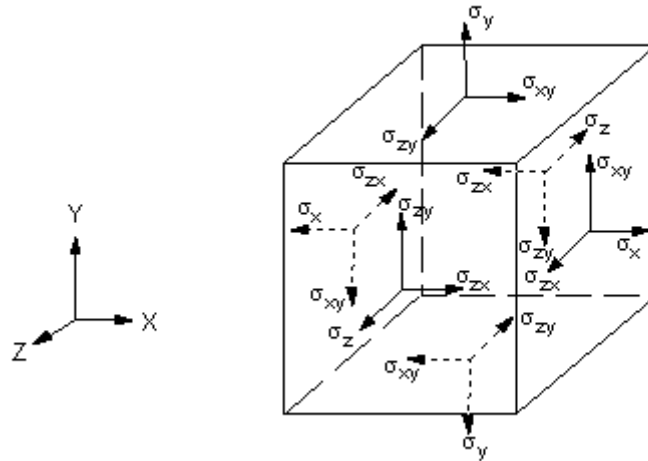
Elde edilmektedir.

Metodun çözümlenmesinde yukarıda belirtildiği gibi, cismi oluşturan elemanların her birinin eleman rijitlik matrisini ifade etmektir. Daha sonra bu matrisler toplanarak cisme ait tümel rijitlik matrisini meydana getirirler. Bu toplama işleminde cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve deformasyonların sürekliliği sağlanmalıdır[69]. Denklem sisteminin genel tanımlaması ise, aşağıdaki matris denklemi şeklinde olmaktadır:

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.12)$$

Belirtilen denklem yardımıyla, yer değiştirmeler hesaplanmaktadır. Yer değiştirmelerden ise, zorlanmalar ve gerilmeler hesaplanabilmektedir [69, 70, 71, 72].

Cisimlerin birim alanlarına etkiyen yüzey kuvvetleri, koordinat eksenlerine paralel olarak üç bileşene (X, Y, Z) ayrılmaktadır. Bu kuvvetler neticesinde ise normal ve kayma gerilmeleri oluşmaktadır. Aşağıda eleman yüzeylerindeki gerilme durumunu veren şekil gösterilmektedir[75].



Şekil 2.10. Yüzeylerdeki gerilme durumu

Şekil 2.10'da belirtildiği gibi sürekli bir ortamda, bir noktadaki gerilme hali, dokuz bileşenli bir tansörle ifade edilmektedir. Bu tansör simetrik olup gerçekte altı bileşeni mevcuttur[72, 75, 76]. Aşağıda bu tansör verilmektedir.

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ : Normal gerilmeler

$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ : Kayma gerilmeleri

Bu tansörler matris hesabında aşağıdaki gerilme vektörü ile ifade edilmektedirler[72, 75].

$$\{\sigma^T\} = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}] \quad (2.14)$$

Sürekli bir ortamda, bir noktanın deformasyon hali, dokuz bileşenli bir tansörle ifade edilmektedir[72].

$$[\varepsilon] = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & 1/2\gamma_{xy} & 1/2\gamma_{xz} \\ 1/2\gamma_{yx} & \varepsilon_y & 1/2\gamma_{yz} \\ 1/2\gamma_{zx} & 1/2\gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ : Normal deformasyonlar(zorlanmalar)

$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ : Kayma deformasyonları (zorlanmaları)

Normal zorlanma bileşenleri, sonsuz küçük mertebede çizgisel bir elemanın birim boyu başına düşen uzunluk değişimi olarak; kayma zorlanma bileşenleri ise, başlangıçta birbirine dik olan iki çizgisel elemanın arasındaki açı değişimi olarak tanımlanmaktadır. Zorlanma tansörü de gerilme tansörü gibi simetriktir ve altı bağımsız bileşeni aşağıdaki zorlanma vektörü ile gösterilmektedir[72].

$$\{\varepsilon^T\} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, 1/2\gamma_{xy}, 1/2\gamma_{yz}, 1/2\gamma_{zx}] \quad (2.16)$$

En basit gerilme-zorlanma bağıntısı “Hooke Kanunu” dur ve gerilme bileşenlerinin zorlanma bileşenleri ile orantılı olduğunu ifade eder. Bu kanun bir boyutlu çubuklar için[75, 76];

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (2.17)$$

Eşitliği ifade edilmektedir. Burada E “elastisite modülüdür”. “Hooke Kanunu” üç boyutlu ortam için aşağıdaki gibi genelleştirilmiştir[72, 74].

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2.18)$$

Burada [D] “malzeme matrisi” dir. “Hooke Kanunu” matris biçiminde ifade edilirse aşağıdaki durum ortaya çıkmaktadır.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{11} & \cdots & D_{16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ D_{61} & \cdots & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

Verilen denklem sistemlerinin geliştirilmesi ile sonlu elemanlar metodunun temeli oluşturulmaktadır.

### 2.3. Sonlu Eleman Analizleri

Temel sonlu elemanlar teorisi farklı durumlar için uyarlanarak birçok konuda analiz yapılabilmektedir. Bazı ana başlıkları belirtmek gerekirse;

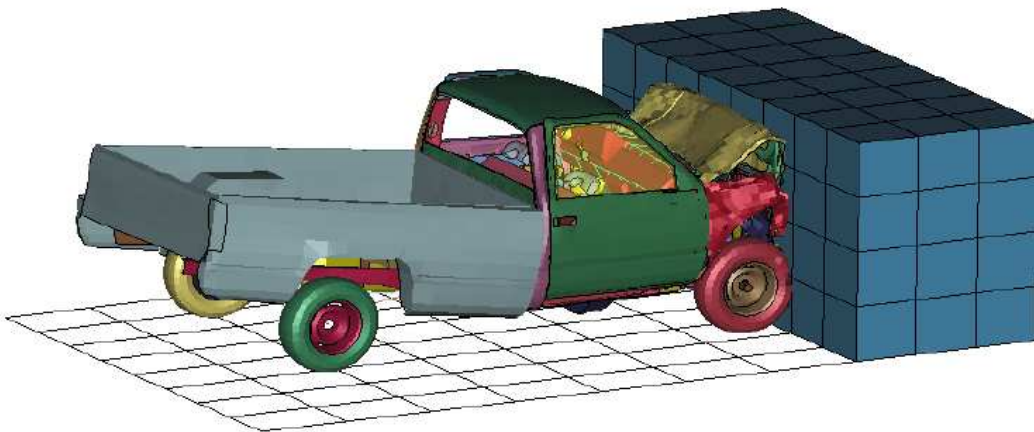
1. Yapısal analiz
2. Termal analiz
3. Akış analizi
4. Manyetik analiz
5. Elektrik analizi



Bu ana başlıklar kendi aralarında daha detaylı alt gruplara ayrılmaktadır. Bu çalışmada tekerlekli sandalyenin yapısal durumu incelenmektedir. Tekerlekli sandalyelerin dinamik olarak önden sabit bir duvara çarpma durumu modellenmiş ve bu çarpışma sonucunda sandalyelerin en mukavim olanı seçilerek önden çarpışmadaki sıkıntılara göre geliştirilmiştir.

### 2.3.1. Çarpışma analizinde Ansys/LS-Dyna

Ansys paket programı, mühendislik alanlarının bir çoğunda karşılaşılan problemlerin çözümünde yaygın olarak kullanılan, kullanıcıya pre-proses / çözüm / post-proses işlemlerini kolaylıkla gerçekleştirebilme imkanı sağlayan, çok amaçlı bir tasarım ve analiz programıdır. LS-DYNA programı ise çoğunlukla dinamik deformasyon problemlerinin çözümünde, derin çekme ve biçimlendirme gibi sac metal kalıpcılık uygulamalarında, çarpışmada vb. alanlarda kullanılan ve bünyesinde birçok farklı malzemeyi temsil eden matematik modellerin bulunduğu, bir analiz programıdır. LS-DYNA programı, ayrı olarak, bağımsız bir şekilde kullanılabilirle birlikte, Ansys programının içerisinde ayrı bir modül olarak da yer almaktadır. Aşağıdaki şekilde LS-DYNA sonlu elemanlar yazılımı yardımıyla, bir kamyonetin duvara çarpması gösterilmektedir[77].



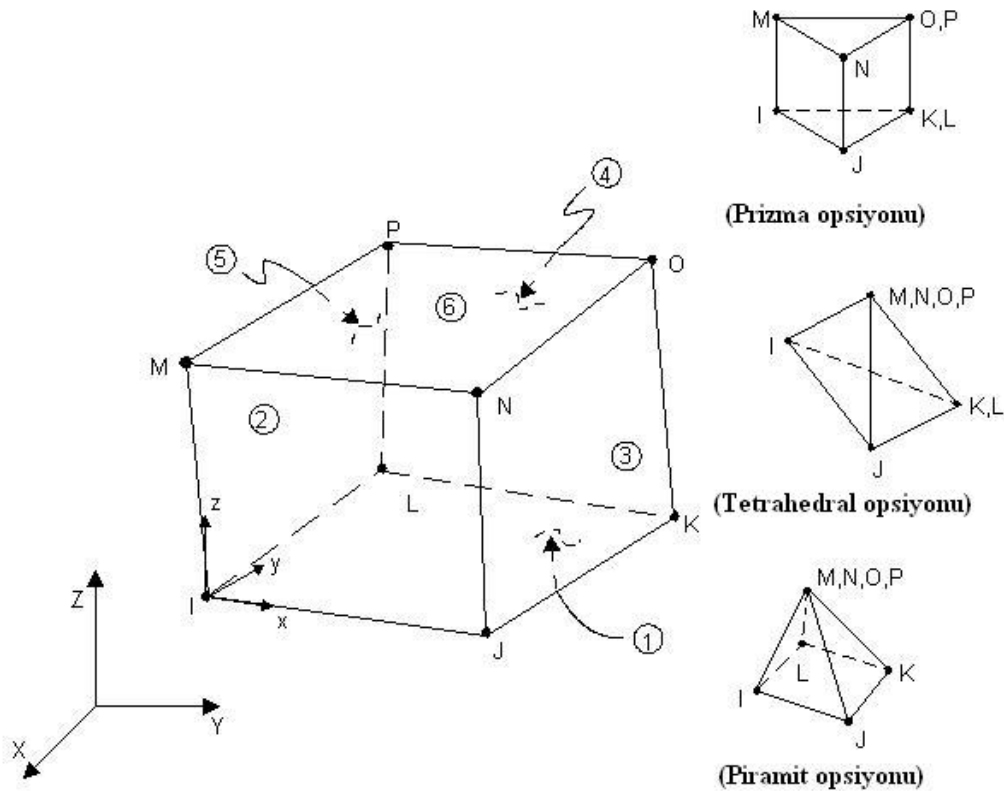
Şekil 2.11. Bir kamyonetin duvara çarpmasının LS-DYNA'daki sonlu eleman modeli

Bu yazılım, uygun mesh yapısı, doğru eleman tipi ve malzeme modeli kullanıldığında, sistem de kullanılan sınır şartları da gerçek durumu temsil edebilecek şekilde seçilmiş ise, bu tip dinamik analizlerde kabul edilebilir hata sınırları içerisinde bir yakınsamayı sağlayabilmektedir [69, 78, 79].

### 2.3.2. Eleman tipi

Ansys programında, kabul edilebilir hata sınırları içerisinde bir çözüm yapabilmek için eleman tipinin doğru seçilmesi gerekmektedir. ANSYS/LS-DYNA'da farklı problemler için kullanılan, birçok eleman mevcut olup, her eleman ve her problem için uygun değildir.

Bu çalışmada, üç boyutlu bir modelleme yapıldığı için ve Pro\_ENGINEER tasarım programından, Ansys analiz programına direk katı aktarımı çok kolay olduğundan, solid eleman kullanılmıştır. Kullanılan bu eleman tipi solid-164 olarak isimlendirilmektedir. Solid-164 eleman tipi Şekil 2.12'de gösterilmektedir.



Şekil 2.12. Solid 164 eleman tipi [76, 79]

### 2.3.3. Malzeme modelleri

Sonlu elemanlar analizinde elde edilecek sonuçlar, seçilen malzeme modeline bağlı olarak büyük farklılıklar gösterebilmektedir. Kullanılan malzeme modeline bağlı olarak, kullanılan formülasyon ve sonuçta elde edilen deformasyon değerleri değişmektedir. Bunun nedeni ise değişik malzeme modellerinin farklı parametreleri dikkate alması ve bazı faktörleri ise ihmal etmesidir. Bu nedenle ihmal edilecek faktörlerin ve ağırlık derecelerinin kullanıcı tarafından doğru olarak belirlenmesi ve buna bağlı olarak uygun malzeme modelinin kullanılması gerekmektedir[69, 78, 79].

Analizlerde her malzeme kendi özellik ve davranışına göre farklı malzeme modelini kullanmaktadır. Çelik, lastik, köpük, beton, polimer, kompozit vb. malzemeler farklı yapıda oldukları için verecekleri tepkilerde değişik olmaktadır. Her malzemenin deformasyon şekli, hem yapısına hem de analiz tipine (statik, dinamik, çarpma, termal, manyetik vb.) göre değişiklikler göstermektedir. Bu sebeplerden dolayı malzeme modeli en önemli kısımlardan birini oluşturmaktadır. Analiz için öncelikle çalışmanın hangi aralıkta olacağı tespit edilmelidir (elastik, plastik deformasyon bölgesi). Bu aşamadan sonra malzemeyi en iyi tanımlayan malzeme modeli seçilmelidir. Bu çalışmadaki tekerlekli sandalyenin duvara çarpma sürecinde, sandalye şasisinde kullanılan çelik borularda, büyük kalıcı deformasyonlar oluşacağı bilindiğine göre lineer olmayan ve elastik olmayan malzeme modellerinden uygun olanının kullanılması gerekmektedir. Aşağıda bu malzeme modellerinin bazıları belirtilmiştir.

#### 2.3.3.1. İzotropik pekleşme modeli

İzotropik malzeme, bir malzemenin tüm yönlerde tüm özelliklerinin aynı olduğu durumu ifade etmektedir. İzotropik pekleşmede akma yüzeyinin boyutu büyümekte ve genişlemektedir; ama düzlemdeki merkezi aynı kalmaktadır[80]. Bu malzeme modelinde malzemenin gerilme-zorlanma davranışını tanımlamak için elastik ve plastik olmak üzere iki eğri mevcuttur. Bu malzeme modeli zorlanma parametrelerinden bağımsız olmaktadır[76, 78, 79].

Genelde sac metal şekillendirmesinde tüm form verme zamanının uzun olduğu koşullarda kullanılmaktadır[79]. Aşağıdaki Bilineer İzotropik (BISO) malzeme modellerinde sıcaklığa bağımlılık durumuna göre sınıflandırma yapılmıştır.

1. Bilineer İzotropik(BISO) Model: Gerilme-zorlanma davranışı, bir tek sıcaklığa göre belirlenmektedir. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ) ve Yoğunluk ( $\rho$ ) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ) ve Tanjant Modülü ( $E_t$ ) değerleri de girilebilmektedir[76, 78, 79].
2. Sıcaklığa Bağlı Bilineer İzotropik Model: Gerilme-zorlanma davranışı, altı farklı sıcaklığa kadar belirlenmektedir. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ), Yoğunluk ( $\rho$ ) ve Isıl Genleşme Katsayısı ( $\alpha$ ) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ) ve Tanjant Modülü ( $E_t$ ) değerleri de girilebilmektedir. Eğer bir sıcaklığa bağlı davranış belirlenirse Bilineer İzotropik model kabul edilmektedir[76].

### 2.3.3.2. Anizotropik pekleşme modeli

Anizotropik malzeme, bir malzemenin değişik yönlerde değişik özelliklerinin olduğu durumu ifade etmektedir. İki boyutlu elemanlar için uygun olmaktadır[76].

1. Anizotropik Pekişme Modeli: Bu model, kabuk ve iki boyutlu elemanlar için kullanılmaktadır. Gerilme-zorlanma davranışı, bir tek sıcaklığa göre belirlenmektedir. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ), Yoğunluk ( $\rho$ ), Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ), Tanjant Modülü ( $E_t$ ) ve Anizotropik Pekişme Parametresi (R) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak efektif akma gerilmesi ile efektif plastik zorlanmae bağlı Yükleme Eğri Numarası (ID) girilmektedir[76].

2. Anizotropik -Şekillendirme Sınır Diyagramı(FLD)- Pekleşme Modeli: Bu model, anizotropik malzemelerin sac-metal simülasyonları için kullanılmaktadır. Bu modelde gerilme akışının bağımlılığı ile efektif plastik zorlanma, tanımlanmış yük eğrisi ile modellenmektedir. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ), Yoğunluk ( $\rho$ ), Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ), Tanjant Modülü ( $E_t$ ) ve Anizotropik Pekleşme Parametresi (R) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak efektif gerilmeye bağlı Yükleme Eğrisi ve Şekillendirme Sınır Diyagramı -(FLD) girilmektedir[76].

### 2.3.3.3. Kinematik pekleşme modeli

Bu malzeme modelinde malzemenin gerilme-zorlanma davranışını tanımlamak için elastik ve plastik olmak üzere iki eğri mevcuttur[76].

1. Bilineer Kinematik(BKIN) Model: Gerilme-zorlanma davranışı, bir tek sıcaklığa göre belirlenmektedir. Bu malzeme modeli zorlanma parametrelerinden bağımsız olmaktadır. Bu model de akma yüzeyinin ebadı sabit kalmakta, fakat merkezi, düzlem üzerinde yer değiştirmektedir[80]. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ) ve Yoğunluk ( $\rho$ ) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ) ve Tanjant Modülü ( $E_t$ ) değerleri de girilebilmektedir[76].
2. Plastik Kinematik Model: Bu malzeme modeli, izotropik ve kinematik pekleşme modellerinin karışımıdır. Yani hem akma yüzeyinin ebadı, değişmekte; hem de merkezi, düzlemde yer değiştirmektedir[79]. İzotropik ve kinematik dağılımlar Pekleşme Parametresinin ( $\beta$ ), 0 (kinematik pekleşme) ile 1 (izotropik pekleşme) arasında ayarlanmasıyla değiştirilebilmektedir. Zorlanma oranı, gerilmeyi zorlanma oranına bağımlı faktör ( $\sigma_a$ ) ile ölçeklendiren Cowper—Symonds Modeliyle belirlenmektedir. Malzeme modeli tanımlanırken; Elastisite Modülü (E), Poisson Oranı ( $\nu$ ), Yoğunluk ( $\rho$ ), Akma Gerilme Değeri ( $\sigma_a$ ) ve Tanjant Modülü ( $E_t$ ) değerleri belirtilmektedir. İlave olarak Pekleşme Parametresi ( $\beta$ ), Cowper-Symonds Zorlanma Oranı Parametreleri (C, P) ve Zorlanma Hasarı

değerleri de girilmektedir. Bu modelde de gerilme-zorlanma davranışı, bir tek sıcaklığa göre belirlenmektedir[76].

İfade edilen modellerin haricinde daha pek çok malzeme modeli mevcuttur. Çalışmanın kapsamına göre bu modeller yeterli olmaktadır. Bu çalışma, kolaylık ve uygunluk bakımından katı model olarak meydana getirilmiştir.

Modeller değerlendirildiğinde; Anizotropik Pekleşme Modelleri kabuk ve iki boyutlu elemanlarda uygun olmaktadır. Uygulama bakımından ise çarpışma için kullanılan modeller değildirler. Bu sebeplerden dolayı analiz modeli için uygun malzeme modeli değildirler. Çarpışma testleri sabit sıcaklıkta yapıldığından Sıcaklığa Bağlı Bilineer İzotropik Model kullanılması anlam ifade etmemektedir. Çünkü sıcaklık değerleri girilmediğinde Bilineer İzotropik(BISO) Model olarak kabul edilecektir. Bu değerlendirmeler sonucunda BISO, BKIN ve Plastik Kinematik Modellerin çalışmaya daha uygun olduğu anlaşılmaktadır. Bilineer İzotropik(BISO) Pekleşme Modeli için akma yüzeyinin boyutu büyümekte ve genişlemektedir; ama düzlemdeki merkezi aynı kalmaktadır. Bilineer Kinematik(BKIN) Modelin de ise, akma yüzeyinin ebadı sabit kalmakta, fakat merkezi, düzlem üzerinde yer değiştirmektedir. Plastik Kinematik Model ise hem akma yüzeyinin ebadı, değişmekte; hem de merkezi, düzlemde yer değiştirmektedir. Tüm bu değişkenler göz önüne alındığında bu çalışma, için en uygun malzeme modeli “Plastik Kinematik Pekleşme Modeli” olmaktadır.

### Plastik Kinematik Pekleşme Modeli:

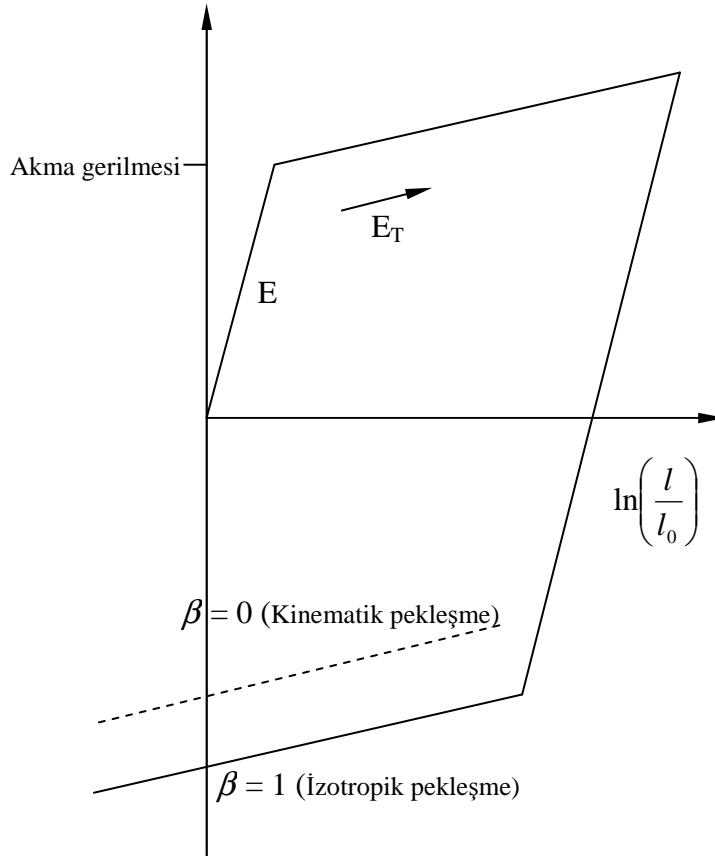
Plastik kinematik pekleşme modeli, kinematik ve izotropik olmak üzere iki ayrı şekilde ifade edilebilmektedir. İzotropik pekleşme modelinde malzemenin çekme diyagramındaki maksimum gerilme dikkate alınmaktadır. Akma yüzeyinin boyutu büyür, genişler (yarıçap plastik zorlanmaya bağlıdır) ama akma yüzeyinin merkezi sabit kalır. Kinematik pekleşme modelinde ise kriter olarak akma gerilmesi alınır. Akma yüzeyinin yarıçapı sabit kalır, fakat merkezi plastik zorlanma yönünde yer değiştirir. Bu değişimler Ansys programında  $\beta$  sembolü ile ifade edilmektedir.  $\beta$  değerinin 0 olması durumunda kinematik pekleşme modeli, 1 olması durumunda ise izotropik pekleşme modeli geçerli olur[78].

Bu modelde şekil değişim hızı (deformasyon oranı), Cowper-Symonds modeli kullanılarak belirlenmektedir. Cowper-Symonds modeli, akma gerilmesini, şekil değişimi hızına bağlı bir faktör yardımıyla hesaplamaktadır[78].

$$\sigma_a = \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right] (\sigma_0 + \beta E_p \epsilon_{eff}^p) \quad (2.20)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Burada C ve P Cowper –Symonds parametrelerini belirtmektedir.  $\dot{\epsilon}$  ise şekil değişimi hızını göstermektedir.

Şekil 2.13’de kinematik ve izotropik pekleşme modelleri gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Kinematik ve izotropik pekleşme modellerinde elastik-plastik davranış ( $l_0$  deforme olmamış boy,  $l$  deforme olmuş boy)[78].

Akma yüzeyinin o anki yarıçapı ( $\sigma_a$ ), başlangıçtaki akma gerilmesi ( $\sigma_0$ ) ile büyüme miktarının ( $\beta E_p \varepsilon_{eff}^p$ ) toplamına eşittir.  $\beta E_p \varepsilon_{eff}^p$  ifadesinde  $E_p$  plastik pekleşme modülüdür.  $E_t$  tanjant modülü ve  $E$  elastisite modülü olup aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$E_p = \frac{E_t E}{E - E_t} \quad (2.21)$$

Verilen ifadede  $\varepsilon_{eff}^p$  efektif plastik zorlanma (plastik şekil değişim hızı), toplam ve elastik şekil değiştirme hızları arasındaki fark kadardır:

$$\varepsilon_{eff}^p = \dot{\varepsilon}_{ij} - \dot{\varepsilon}_{ij}^e \quad (2.22)$$

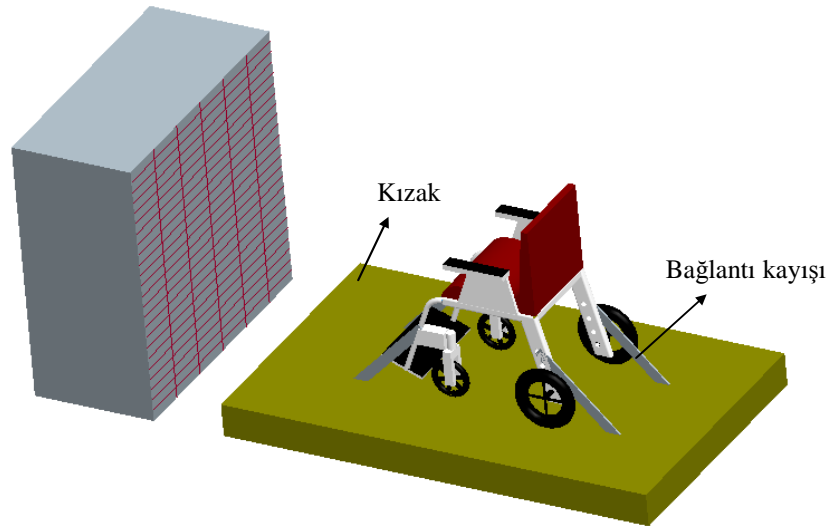
Bu malzeme modelinin uygulanmasında saptırıcı gerilmeler elastik olarak yenilenmektedir.



## 2.4. Tekerlekli Sandalye Özellikleri ve Çarpışma Koşulları

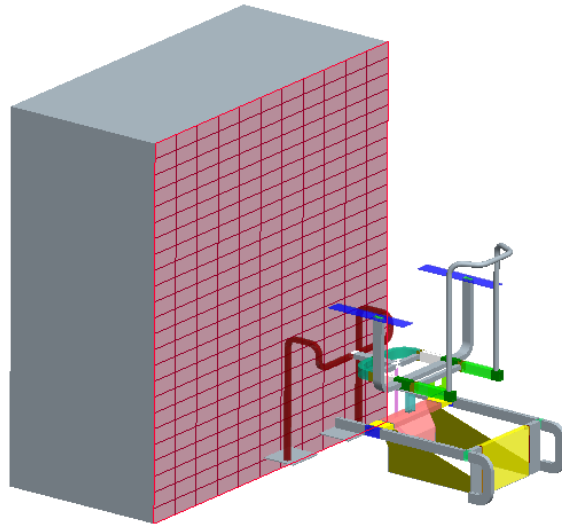
Literatürde, tekerlekli sandalyelerin önden çarpışmasıyla ilgili birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmaların bir kısmında sandalye şasisi sabit olarak tutulmakta ve oturak üzerine bir piston mekanizması yardımı ile basınç oluşturularak sandalyenin tepkisi ölçülmektedir. Diğer bir çalışmada, tekerlekli sandalyenin bir kızığa bağlanarak kızığın bir duvara çarptırılması ile kontrollü hasar oluşturulmaktadır. Kızaklı çarpışma test düzeneğinden alınan sonuçlar daha gerçekçi olmaktadır.

Test düzeneğinde tekerlekli sandalyeler bir kızak sistemine bağlanmaktadır. Sandalye, iki önden, iki de arkadan olmak üzere dört kayış ile kızak platformuna bağlanmaktadır. Sonra platform sandalye ile birlikte hareket ederek duvara çarpmaktadır. Burada kızak duvara çarptığı için birtakım tepki değerleri elde edilmektedir. Aşağıdaki şekilde bu test düzeneğinin bir modeli gösterilmektedir.



Şekil 2.14. Kızaklı test düzeneği[81]

Bu çalışmalarda sandalye ile duvarın teması söz konusu değildir. Çarpışma sürecinde yolcu ivmelerden ve kuvvetlerden etkilense de tam olarak çarpışma durumu oluşmamıştır. Meydana gelen şok ve çarpışma enerjisinin belirli bir kısmı kayışlar tarafından emilmektedir. Bu sebeplerden dolayı kızaklı çarpışma simülasyonları çarpışma sürecini gerçek olarak yansıtamamaktadır. Bundan dolayı, bu çalışmada tekerlekli sandalye şasisi duvara direk olarak çarptırılarak, önden çarpışmada ortaya çıkan tepkiler daha doğru olarak tespit edilebilmektedir. Şekil 2.15’de ise, bu çalışmada simüle edilen sistemin modeli gösterilmektedir [81].



Şekil 2.15. Tekerlekli sandalyenin önden çarpışma test düzeneği[81]

Bu çalışmada ANSI/RESNA WC\_19 standartlarına uygun olarak 20g ivme ve 13.4m/s hız ile 140 milisaniye süresince çarpışma gerçekleştirilmektedir[24, 28, 30, 35, 37].

Çarpışma analizinde tekerlekli sandalye malzemesi olarak A1010 standart çelik seçilmiştir. Standartlarda A1010 içerisinde % 0.1 karbon ihtiva eden çelik olarak geçmektedir[82]. Bu malzemenin özellikleri ise Tablo 2.1’de verilmiştir.

Tablo 2.1. A1010 soğuk çekme standart çelik özellikleri[76, 82, 83, 84]

Yoğunluk ( $\rho$ )	7870 kg/m <sup>3</sup>
Maksimum çekme gerilmesi ( $\sigma_{maks}$ )	365MPa
Akma gerilmesi ( $\sigma_a$ )	305MPa
Kopma uzaması	50mm de %20
Çaptaki daralma	%40
Elastisite modülü (E)	200GPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0.29
Kayma modülü (G)	80GPa
Tanjant modülü ( $E_t$ )	763MPa
Pekleşme üsteli (n)	0.2
<b>Cowper Symonds Parametreleri</b>	
C	1.3
P	5

## 2.5. Tekerlekli Sandalye Seçimi ve CAD Modellerinin Oluşturulması

Modellemenin yapılabilmesi amacıyla -piyasada ticari amaçlı bulunan- fiyat, şasi ve konfor açısından farklı gruplara ait elektrik motorlu tekerlekli sandalyeler seçilmiştir. Sandalyeler başlangıçta gerçeğe uygun olarak modellenmiştir. Tasarım programı olarak CATIA V5 ve ProENGINEER Wildfire' dan faydalanılmıştır. Şekil 2.16' da ilk oluşturulan tekerlekli sandalye detaylı katı modeli görülmektedir.



Şekil 2.16. Tekerlekli sandalyenin detaylı şasi CAD modeli

Detaylı model, sandalyenin hangi bölgesinde nasıl bir durum olduğunu tam olarak anlayabilmek amacıyla yapılmıştır. Detaylı model sadece imalat için kullanılması uygundur. Modelin ağırlaşması ve uygun çözüm yapılamaması nedeniyle sonlu eleman analizlerinde, detaylı model kullanılmaması gerekmektedir. Bu sebeplerden dolayı tekerlekli sandalyeler, sonlu eleman analizlerine uygun olacak şekilde sadeleştirilerek modellenmiştir.

Şekil 2.16'da verilen sandalye modeli üzerinde yapılan analiz modeli çalışmalarında sıkıntıyla karşılaşmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde mesh yapısının önemi çok büyüktür. Şekil 2.16'da verilen sandalye modeli tek bir katı modelden oluşmaktadır. Bu modelde çok fazla birleşme ve kaynak noktası bulunduğu için uygun geometride ve düzgün bir mesh yapılamamaktadır. Mesh yapısının düzgün olabilmesi için tüm sandalyelerde sadeleştirilme yapılmıştır.

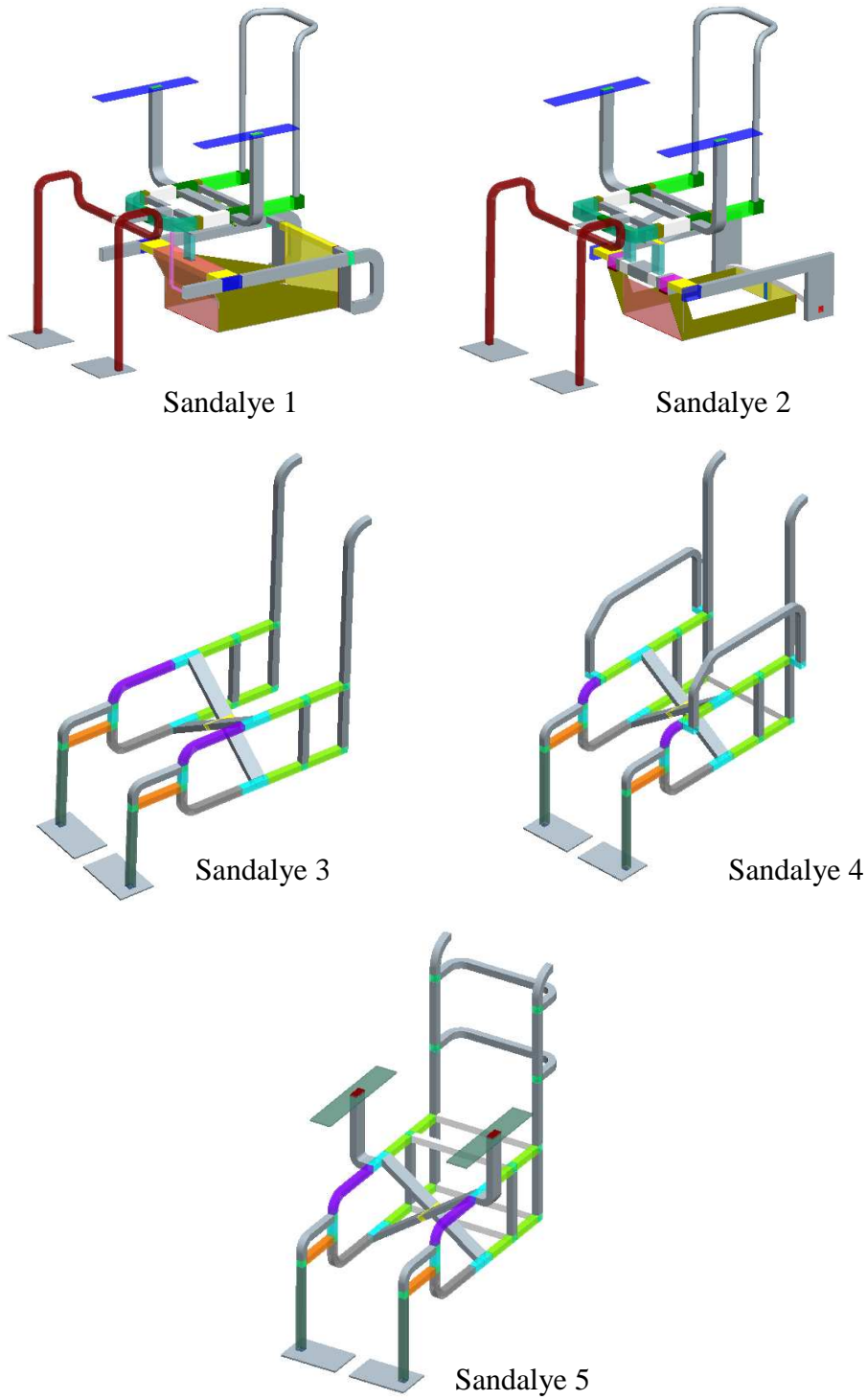
Sandalyeler, sıkıntılı ve kesişim bölgelerinden parçalara ayrılarak birçok katı modelden oluşan montajlar haline dönüştürülmüştür. Montaj haline dönüştürülmüş tekerlekli sandalyeler, analize uygun bir şekilde mesh edilebilir hale gelmişlerdir. Şekil 2.17'de sonlu elemanlar analizine uygun hale getirilmiş sandalye modelleri sırasıyla görülmektedir. Bu modellerde değişen renkler farklı parçaları ifade etmektedir.

Sandalye 1 ve 2 bir üretici firmanın, 3, 4 ve 5 ise ayrı bir firmanın ürünleridir. Sandalye 1 ve 2 yaklaşık olarak aynı özellik ve şasiye sahiptirler. Sandalye 1 de akü konulan alt kısım duvarları biraz daha yüksektir. Sandalye 2 de ise alt kısım duvarları alçak ve sandalye arka tekerlek bölgesi yaprak yaylardan oluşturulmuştur.

Genel olarak çeşitli kesitlere sahip 2mm et kalınlığındaki A1010 çelik borulardan imal edilmiştir. Esnek olan sandalye 2 fiyat bakımından biraz daha yüksektir. İki sandalyenin de ayaklık kısımları birleştirilerek tek noktadan ana şasiye bağlanmıştır.

Sandalye 3, 4 ve 5 de ana yapı itibariyle aynıdırlar. Bunlar arasında sandalye 3 en ucuz ve basit modeldir. Kol desteği bulunmamaktadır. Şasi ortasında sadece çapraz iki destek elemanı bulunmaktadır. Sandalye 4 için, sandalye 3 şasisi üzerine kol destekleri ilave edilmiş; ayrıca iki yan bölme arasındaki çapraz destek haricinde bir adet yatay karesel kesitli boru arka alt köşeye ilave edilmiştir. Sandalye 5 için ise; kol desteklerinin şekli ve bağlantı tipi değişmiş, çapraz destek haricinde 4 adet yatay boru ilave edilmiş ve sırtlık dikmelerinin arasına iki adet u biçiminde kare kesitli yatay boru ilave edilmiştir.

Sandalye 3, 4 ve 5 de diğerlerinde olduğu gibi çeşitli kesitlere sahip 2mm et kalınlığındaki A1010 çelik borulardan imal edilmiştir. Sandalye 5 fiyat bakımından en pahalı modeldir. Sandalye 4 ise normalden biraz daha pahalıdır. Üç sandalyenin de ayaklık kısımları şasiye ayrı ayrı birleştirilmiştir. Şekil 2.17'de 5 adet tekerlekli sandalye şasi modelleri görölmektedir.



Şekil 2.17. Sırasıyla Beş Tekerlekli Sandalyenin CAD modeli

CAD modellerinde yapılan bu değişiklikler ile analizlerde kullanılacak olan tekerlekli sandalyeler mesh yapısı için uygun bir hazırlanmış olmaktadır.

## 2.6. Tekerlekli Sandalye Sonlu Eleman Analiz Modellerinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar analizinde mümkün olduğu kadar düzgün bir mesh yapısı olmalıdır. Bazı durumlarda serbest mesh yapısı ile de uygun sonuçlar elde edilebilmektedir. Yalnız serbest mesh yapısı basit analizler haricinde fazla tercih edilmemektedir. Bununla birlikte mesh yapısının eleman tipiyle yakın bir ilişkisi mevcuttur. Mesh yapılacak modelin geometrik yapısının, eleman tipinin mesh ile alabileceği geometrik opsiyonları ile uyumlu olması gerekmektedir. Örneğin katı modelin köşeleri, kenarları ve bağlantı noktaları geometrik elemanlara fazla şekil değişimi olmadan bölünebilmelidirler.

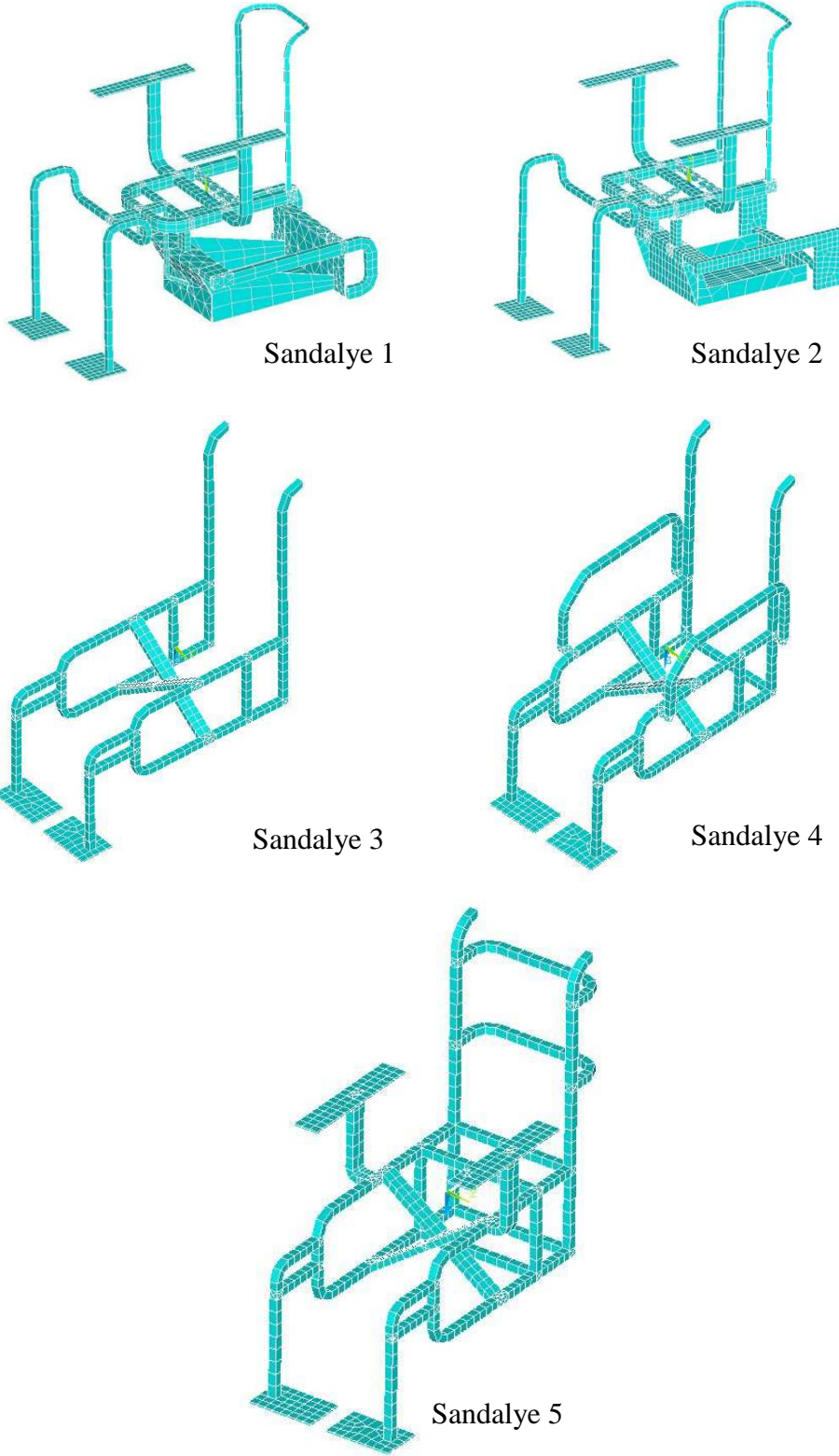
Bu çalışmada kullanılmış olan “solid-164” eleman tipi, en uygun sonucu, hegzagonal (altı yüzlü) şekilde (süpürme) sweep mesh yapılarak verebilmektedir. Bundan dolayı da, beş adet tekerlekli sandalyenin katı modeli, bir montaj halinde çok parçanın birleştirilmesiyle ve solid-164 eleman tipine uygun olarak (genelde hegzagonal elemanlara bölünebilecek şekilde) meydana getirilmişlerdir. ANSYS de ise bu ayrı parçalar birbirlerine yapılandırılmıştır. Birleştirilmiş sonlu eleman modelindeki tüm katı parçalar, girilen malzeme özellikleri ve eleman tipine göre sırayla ve düzgün bir şekilde mesh yapılır. Mesh’den sonra meydana gelen tüm düğüm noktalarına, ilk hız verilerek sandalyenin rijit bir duvara çarpması için gerekli çarpışma analiz parametreleri girilir.

Sonlu eleman modelleri hazırlanan tekerlekli sandalyelerin eleman ve düğüm sayıları aşağıdaki tabloda verilmektedir.

Tablo 2.2. Tekerlekli sandalyelerin sonlu eleman modellerindeki eleman ve düğüm sayıları

	<b>Eleman Sayısı</b>	<b>Düğüm Sayısı</b>
<b>Duvar</b>	2499	5201
<b>Sandalye 1</b>	8153	13699
<b>Sandalye 2</b>	8277	6060
<b>Sandalye 3</b>	3697	3002
<b>Sandalye 4</b>	4690	3654
<b>Sandalye 5</b>	5404	4556

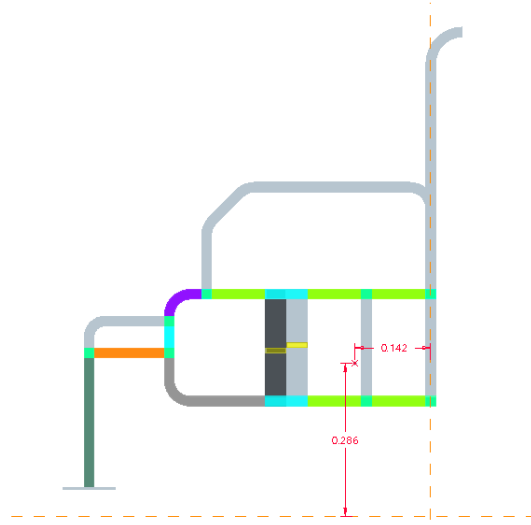
Aşağıdaki şekilde beş adet tekerlekli sandalyenin sırasıyla hazırlanmış sonlu elmanlar modeli görülmektedir.



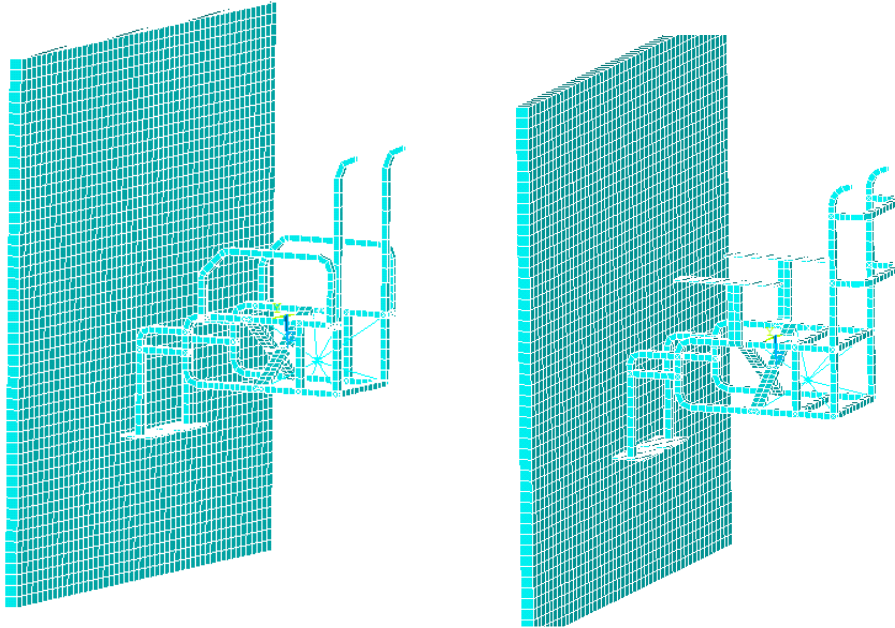
Şekil 2.18. Sırasıyla Beş Tekerlekli Sandalyenin FEA modeli



Hazırlanmış beş adet tekerlekli sandalye modeli duvara çarptırılarak en dayanıklı iki şasi tespit edilmiştir. Daha sonra bu iki sandalyenin ANSİ/RESNA standartlarına göre belirlenmiş ağırlık merkezlerine ağırlık ilave edilerek üzerinde ekipman (minderler, elektronik aksam ve aküler vb.) bulunan gerçek bir sandalye modellenmiştir. Bu çalışmada ağırlık ilave edilmiş bir sandalye birçok gerçekleştirilmiş deneydeki gibi 85kg'lık kütleyle sahiptir[35]. Şekil 2.19' da kütle ilavesi yapılmış tekerlekli sandalye CAD modeli, Şekil 2.20'de ise sonlu eleman modelleri görülmektedir.



Şekil 2.19. Tekerlekli Sandalye şasisinin ağırlık merkezine kütle ilave edilmiş CAD modeli



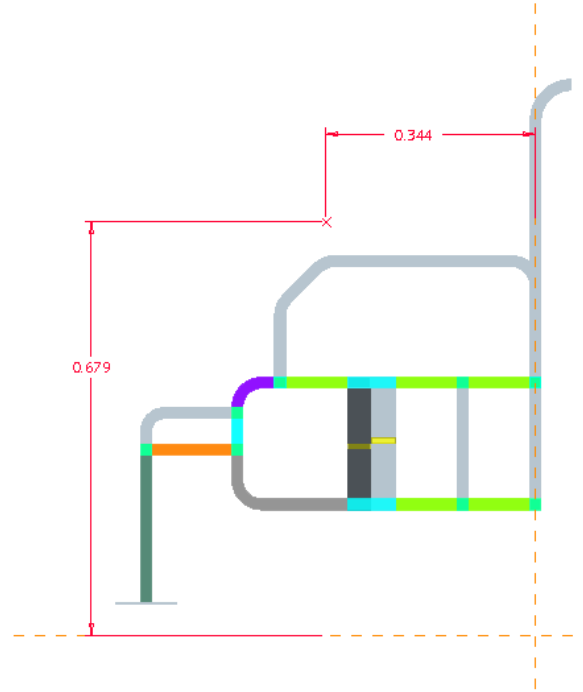
Şekil 2.20. En dayanıklı şasiye sahip Tekerlekli Sandalyelerin ağırlık merkezine kütle ilave edilmiş sonlu eleman modelleri

Tekerlekli sandalyelerin şasilerine, şasi ve ekipman ağırlıkları toplamda 85kg olacak şekilde kütle ilavesi yapıldıktan sonra önden çarpışma testlerine tabi tutulmuşlardır. Gerçek ortamda sandalye üzerinde kullanıcı olduğundan; standartlara uygun biçimde 76kg'lık ATD test mankeni kütesinin ilave edilmesi gerçekçilik payını arttıracaktır. Şekil 2.21' de CATIA V5 oluşturulan tekerlekli sandalye şasisi ve ATD test mankeninin uygun oturma pozisyonu gösterilmektedir.

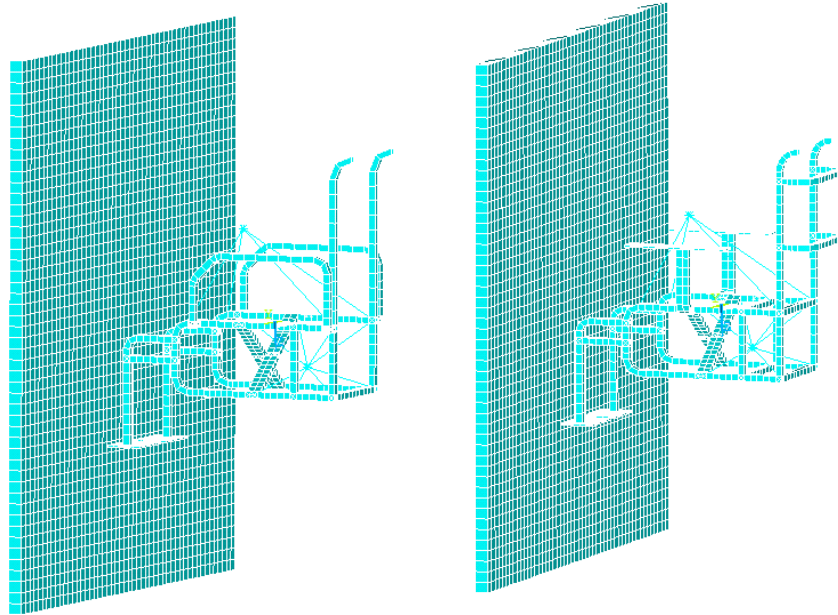


Şekil 2.21. Test mankeninin tekerlekli sandalyedeki konumlandırılmış CAD modeli

CATIA V5 ATD test mankeni modelleme (human modelling) program arabirimi kullanılarak tekerlekli sandalyeye oturan bir kişinin ağırlık merkezi, ANSI/RESNA standartlarına uygun şekilde tam olarak tayin edilmiştir. Şekil 2.22' de ATD test mankeninin ağırlık merkezinin taban ve sırtlığı göre mesafeleri verilmektedir.



Şekil 2.22. 76kg'lık test mankeninin ağırlık merkezi

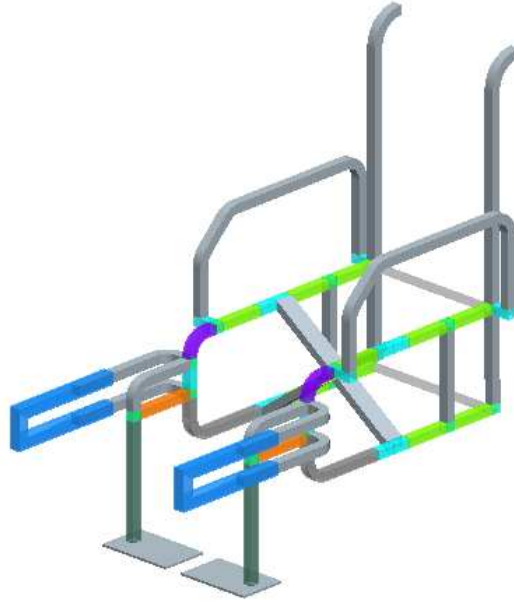


Şekil 2.23. Sandalye 4 ile 5'e ait, sandalye ve ATD kütleleri ilave edilmiş sonlu eleman modelleri

Çarpışma analizleri neticesinde, en dayanıklı ve uygun olarak Sandalye 4 modeli seçilmiştir. Sandalye 4' ün seçilmesinin bir diğer sebebi de daha uygun fiyata sahip olmasıdır. Bu model, çarpışma esnasında ortaya çıkabilecek olan riskleri azaltma yönünde geliştirilerek, önden çarpışmada tekerlekli sandalye kullanıcılarına daha az etki getirecek olan modele dönüştürülmüştür.

### 2.6.1. Tasarım modifikasyonları

Bunun için hem şaside güçsüz bölgelere destekler getirilmiş, hem de çarpışmada ortaya çıkacak ve en çok tehlikeye sebebiyet verecek olan çarpışma enerjisini absorbe edecek lastik şok emiciler kullanılmıştır. Şekil 2.24’ de önden çarpışma koşulları için geliştirilen sandalye4 CAD Modeli görülmektedir. Burada önde ve iki tarafta bulunan metal “U” boruların içlerinde, sönümleyici barındıran aparatlar olup çarpışmadan meydana gelen enerjiyi absorbe etmek için kullanılmaktadırlar.

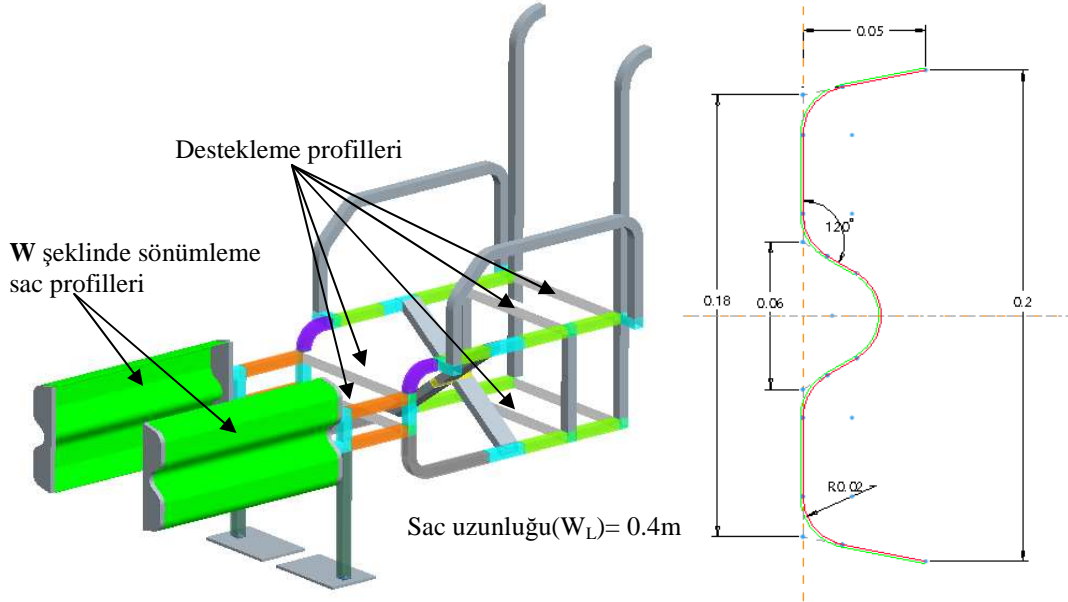


Şekil 2.24. Önden çarpışma koşulları için geliştirilen sandalye4 CAD Modeli

Lastik sönümleyici kullanılan analizlerde çarpışma şiddetinin yüksek oluşundan dolayı, bu elemanlardaki deformasyon çarpışma şiddetini azaltamamış aksine sandalyenin davranışını bozarak geliştirilmemiş haline göre çok daha fazla tahribat görmesine sebep olmuştur.

Sonraki geliştirmede ise “W” şeklinde iki plaka arasında bulunan sac metallere sandalyenin önüne dik olarak yerleştirilmiştir. Bu sac form ayaklık profilinin üst kısmından öne doğru, sandalyeye dik olacak şekilde yerleştirilmiştir.

Önden çarpışma sürecinde bu sac metal “W” şeklinde olduğundan kolayca katlanarak deforme olmaya dayanıklıdır. Bu sacların ön ve arka kısımlarına 10mm kalınlığında sacı tutacak plakalar birleştirilmiştir. Plakalar sacın açılarak “W” profilini kaybetmesine engel olmaktadır. Plakalarla desteklenen sac metal yüksek çarpışma şiddetini sönümleme kabiliyetine sahiptir.

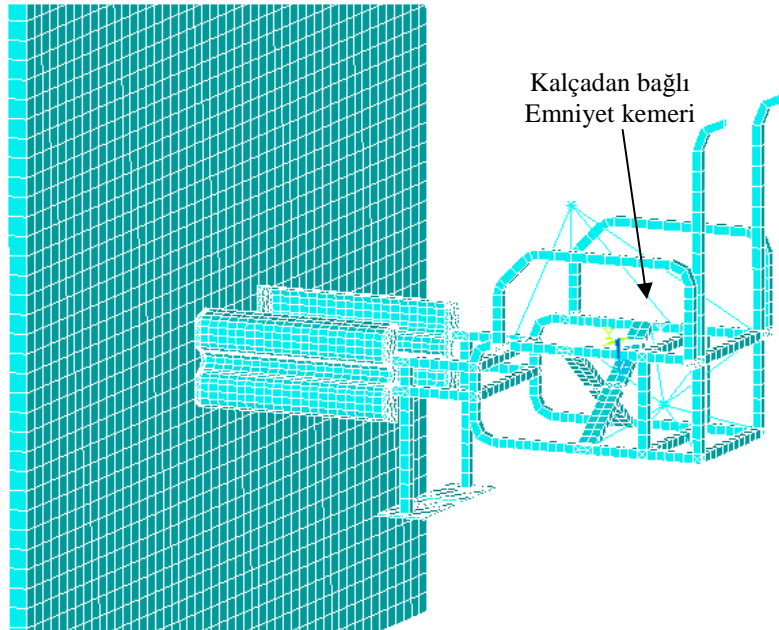


Şekil 2.25. “W” şekilli sac profili ile, önden çarpışma sönümleme CAD Modeli

Bu çalışmada kullanılan sac profil otomobillerdeki gibi çarpışma esnasında kıvrılarak ve bükülerek gerekli sönümlemeyi gerçekleştirmektedir. Kullanılan sacın kalınlığı çarpışma sonuçlarını büyük ölçüde değiştirmektedir. Sac profil kalın olursa şiddetli çarpışma ile az deforme olacak ve sandalye şasisinde çok yüksek kuvvetler meydana gelecektir. Bu artmış kuvvetler, şasi deformasyonunu normale göre yükselterek ani şok dalgalarının kullanıcı tarafından hissedilmesine ve ciddi şekilde yaralanmasına sebep olacaktır. Sac ince olursa, lastik sönümleyicide olduğu gibi şok etkisini azaltmadan deforme olacak ve yine sandalye şasisinin deforme olmasına ve kullanıcının yaralanmasına sebep olacaktır. Sacın kalınlığı uygun seçildiği takdirde, şok enerjisi, uygun zamanda ve sacın gerektiği kadar deforme olmasıyla, sönümlenebilecektir. Kullanılan sac profile ek olarak, önceki simülasyonlarda tespit edilen zayıf bölgelere destek kare profiller ilave edilmiştir (Şekil 2.25).

Bu çalışmanın sonucunda şasinin deforme olması önemli değildir. Önemli olan deformasyon miktarının azaltılarak sandalye kullanıcısına mümkün olduğu kadar az etkinin ulaşmasıdır.

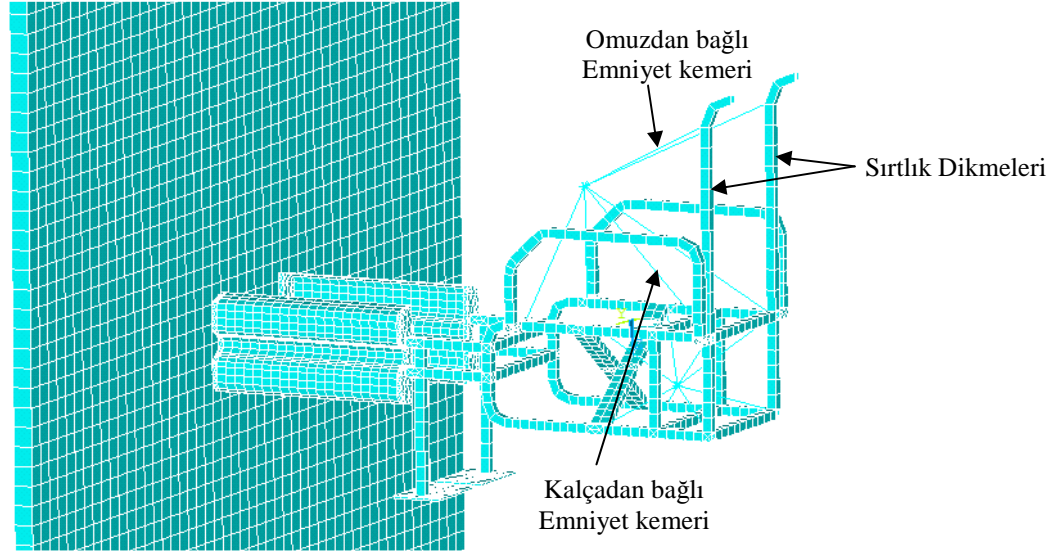
Standartlara göre kullanıcıların emniyet kemeri takması gerekmektedir. Yapılan analizlerde emniyet kemeri takmadığı takdirde kullanıcı sandalyeden ileri doğru fırlamakta ve çok ciddi yaralanmalar gerçekleşmektedir. Emniyet kemerinin ise iki türü mevcuttur. Çalışma genelinde “kalçadan (iki noktadan) bağlamalı emniyet kemeri” kullanılmıştır (Şekil 2.26). Kalçadan bağlamalı emniyet kemer kullanımında, çarpışmadan sonra kişi ağırlık merkezi öne ve aşağı doğru hareket ederek sandalyenin öne yuvarlanarak daha ciddi şekilde hasar alma eğilimini artırmaktadır. Eğilimin artmasıyla deformasyon yönü değişmiş, sandalye yuvarlanarak kullanıcının direk duvara çarptığı tespit edilmiştir. Şekil 2.26’ da kalçadan emniyet kemeri uygulanmış geliştirilmiş tekerlekli sandalye modeli görülmektedir.



Şekil 2.26. Geliştirilmiş sandalyede kalçadan bağlı emniyet kemeri uygulaması

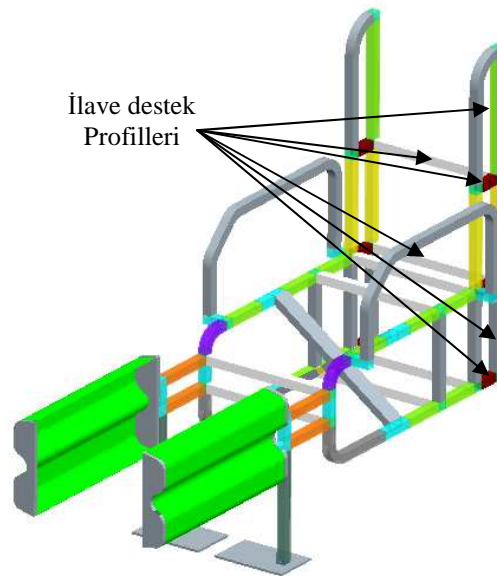
Kullanıcının ciddi hasar aldığı bu simülasyonlarda öne eğilimin azaltılabilmesi için üç noktadan (kalçadan ve omuzdan) bağlı emniyet kemeri kullanılmıştır.

Kişi ağırlık merkezi, omuz bağlantısı sayesinde öne ve aşağı doğru gidememektedir. Şekil 2.27’ de geliştirilmiş sandalyenin “omuz ve kalçalardan bağlı emniyet kemeri uygulaması” görülmektedir.



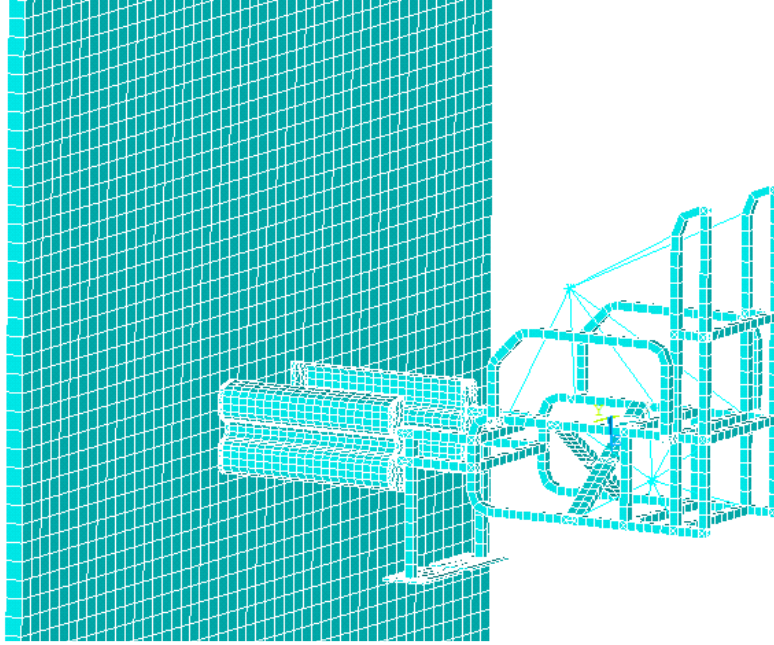
Şekil 2.27. Geliştirilmiş sandalye modelinde, omuz ve kalçadan bağlı emniyet kemeri uygulaması

Omuz bağlantısı ile yapılan simülasyonlarda sırtlık dikmelerinin kullanıcının emniyet kemerini çekmesiyle oluşan yüke dayanamadığı görülmüştür. Bu zayıf bölgelerin güçlendirilmesiyle desteklenmiş sandalye modeline ulaşılmıştır. Şekil2.28’ de önden çarpışma koşulları için geliştirilen desteklenmiş tekerlekli sandalyenin CAD modeli görülmektedir.



Şekil 2.28. İlave profiller ile desteklenmiş Sandalyenin CAD Modeli

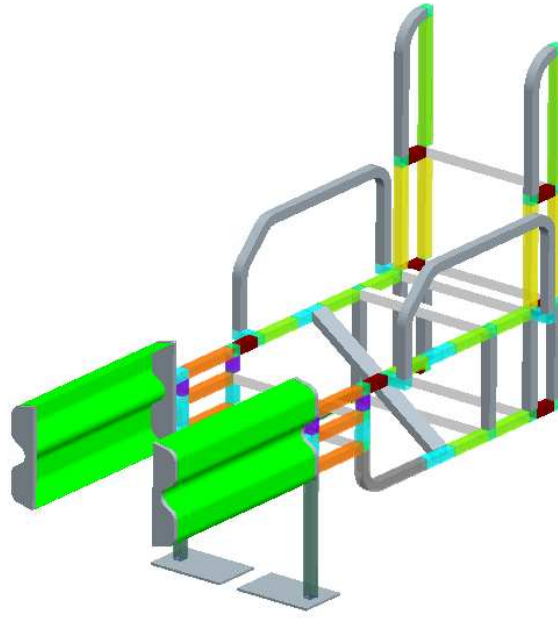
Analiz modelinde ise CAD modeline ilave olarak ağırlık ilaveleri ve bağlantıları da görülmektedir (Şekil 2.29).



Şekil 2.29. Desteklenmiş sandalyenin Sonlu Eleman Analiz Modeli

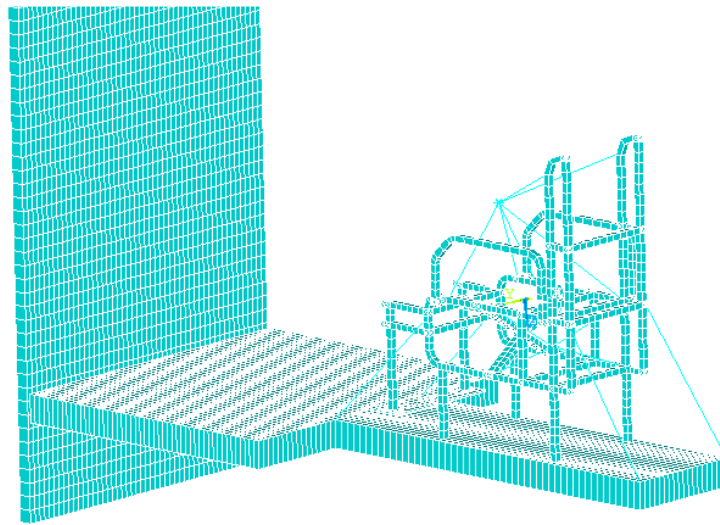
Yapılan destekler ve ilavelerle birlikte tekerlekli sandalye dayanıklı bir hale gelmiştir. Gerçek çarpışma testlerinde de bilindiği gibi tekerlekli sandalyeyi kullanan engelli kişinin ağırlığından dolayı tekerlekli sandalyenin öne doğru yuvarlanma eğilimi mevcuttur. Şimdiye kadar yapılan simülasyonlarda dayanım durumu incelenmektedir. Dayanımı ilk halinin çok üzerine yükselen tekerlekli sandalyenin dönme eğilimini azaltmak veya kontrol altına almak için sandalyenin önüne ilave edilmiş sönümleyici sac, ayaklık tutucu profilinin direk karşısına konumlandırılmıştı. Bu durumda kişinin ağırlık merkezi sacın konumuna göre çok yukarıda olduğu için sandalyenin öne yuvarlanma etkisi desteklenmiş sandalye tasarımında hala devam etmektedir. Bunun engellenmesi için “W” formunda sac sönümleyici aparatlarının konumu kişi ağırlık merkezine 55mm yaklaştırılmıştır (mevcut konumuna göre azami miktarda yükseltilmiştir). Bu son modifikasyon ile dayanımın yüksek olduğu, ortaya çıkan kuvvetlerin uygun miktarda sönümlenebildiği ve dönme etkisinin azaltılarak önden çarpışma durumunda emniyet kademelerinin ilk koşullara göre çok yükseltildiği bir sandalye modeli ortaya çıkmıştır (Şekil 3.30).





Şekil 2.30. Dönme etkisinin ve hasarın azami olarak azaltıldığı Nihai Sandalyenin CAD Modeli

Standart tekerlekli sandalyenin normal kütlesi ortalama 85kg dır. Herhangi bir durum için, kişisel olarak indirilip kaldırılması uygun değildir. Bu geliştirme ile sandalyeye yaklaşık 8kg ilave edilmiş, önden çarpışma dayanımı ise çok yükselmiştir. İlave ağırlık artışının tasarıma etkisi olmamıştır. Geliştirme çalışmalarının sonucunda ANSI/RESNA standartlarına uygun bir şekilde kızaklı önden çarpışma simülasyonu için sonlu eleman modeli hazırlanmıştır (Şekil 2.31).



Şekil 2.31. Kızaklı önden çarpışma için Sonlu Elemanlar Modeli

### 2.6.2. Çarpışma Testi Koşulları

Bu çalışmada, sandalyenin önden tam çarpışma esnasındaki deformasyon durumu incelendiğinden duvardaki değişimler göz ardı edilmektedir. Bundan dolayı duvar rijit kabul edilmiştir.

Tekerlekli sandalye modelinin konumu, duvara 0.01m mesafede oluşturulmuştur. Sandalyeye ilk hız olarak ANSI/RESNA standartlarına uygun olarak duvara dik yönde 48km/h değeri verilmiştir. Çarpışmanın 80 mili saniye sürecinde gerçekleşen bölümü kabul edilmiştir.

İlk denemelerde sadece şasi kullanılırken ikinci denemelerde seçilen sandalyelere sandalye teçhizat kütlesi: sandalye ve teçhizat toplamda 85kg ve kişi kütlesi: 76kg olarak kütle merkezlerine noktasal biçimde ilave edilmiştir. Bu çalışmada sürtünme, ortam koşulları (sıcaklık, rüzgâr vb.) dikkate alınmamıştır.

Bu çalışmada; tekerlekli sandalyenin önden çarpışması süreci için yapılan modifikasyonlar sonucunda, kullanıcıyı yaralanmalara karşı eskiye göre çok daha fazla koruyan bir model ortaya konmuştur.

## **BÖLÜM 3. ANALİZ SONUÇLARI VE TARTIŞMA**

### **3.1. Giriş**

Bu bölümde elektrik gücü ile çalışan tekerlekli sandalyelerin 13.4m/s ile gerçekleşen önden çarpışma testlerinin simülasyon sonuçları verilmiştir. İlk testlerde ticari olarak piyasada satılan farklı kategorilerden beş adet tekerlekli sandalye önden çarpışma koşullarında gerilme, yer-değiştirme ve zorlanma bakımından karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sonucunda en dayanıklı iki sandalyeye karar verilmiştir. Bu sandalyelerin her birine 85kg, sandalye ağırlık merkezinden ilave edilmiştir. Benzer şekilde kullanıcı ağırlık merkezinden ise standart test mankeninin kütlesi olan 76 kg uygulanmıştır. Sandalye ağırlıkları ile iki tekerlekli sandalye kıyaslanmıştır. Aynı şekilde hem sandalye ağırlığı hem de kullanıcı ağırlıkları ilave edilerek tekrar bu iki sandalye kıyaslanmıştır. Bu analizler sonucunda en az hasar gören tekerlekli sandalye şasisi seçilmiştir.

En dayanıklı sandalye geliştirilerek şasisi güçlendirilmiş ve önden çarpışmanın etkilerini azaltmak için sönümleme sistemleri tekerlekli sandalyeye ilave edilmiştir.

İlk sönümleme sistemi olarak metal kılavuz boruları arasına yerleştirilmiş lastik elemanlar kullanılmıştır. Bu elemanlardaki deformasyon çarpışma şiddetini azaltamamış aksine sandalyenin davranışını bozarak geliştirilmemiş haline göre çok daha fazla tahribat görmesine sebep olmuştur.

İkinci geliştirmede, “W” şeklinde iki plaka arasında bulunan sac metaller sandalyenin önüne dik olarak yerleştirilmiştir. Plakalarla dayanımı artan sac metallerin uygun şekilde enerjiyi absorbe edebilmesi için kalınlığı belirlenmiştir.

Bunlara ilave olarak ilk sandalyedeki kiritik bölgeler sandalyenin standart 22x22mm profilleri ile desteklenmiştir.

Kalça emniyet kemeri kullanılan simülasyonlarda bu tasarım uygun sonuç vermemiştir. Kalçadan bağlamalı emniyet kemer kullanımında, çarpışmadan sonra kişi ağırlık merkezi öne ve aşağı doğru hareket ederek sandalyenin öne yuvarlanarak daha ciddi şekilde hasar alma eğilimini arttırmaktadır. Bundan dolayı omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulanmış ve yeni tasarım meydana getirilmiştir. Bu modelde ise kullanıcı yüküne dayanamayan sırtlık dikmeleri deforme olmuştur.

Deformasyon neticesinde sırtlık dikmelerine de destekler yapılmıştır. Bu şekilde dayanımı artan sandalyenin öne doğru yuvarlanma etkisini azaltmak için, “W” şeklindeki sac aparatlar, yuvarlanmaya sebep olan kişinin yere göre ağırlık merkezine yukarı doğru 55mm yaklaştırılmıştır. Bu şekilde modelin son tasarım kademesine ulaşılmış olmaktadır.

Şekil itibarı ile modelin son hali belirlendikten sonra bu model için farklı malzemelerle önden çarpışma simülasyonları yapılmıştır. İlk başlangıçta kullanılan A1010 çeliğine ek olarak; titanyum alaşımı ve alüminyum alaşımı malzemeler denenmiştir.

Sonuç olarak tasarım modifikasyonu ve uygun şasi için malzeme seçimi yaklaşımıyla önden çarpışmada eskisine göre çok daha dayanıklı ve az şok etkisi meydana getiren bir tekerlekli sandalye şasisi geliştirilerek ortaya konmuştur.

### **3.2. Analizler**

Çalışmadaki esas, elektrik gücü ile çalışan tekerlekli sandalyelerin şasilerinin önden çarpışma durumunda gösterdiği direnç ve dayanıklılıktır. Sandalyeler arasında fiyat, konfor ve en önemli faktör olan dayanım belirleyici olmaktadır.

Aktarılmış katı model datası önden çarpışma durumu için hazırlanmıştır. Burada tekerlekli sandalye malzemesi olarak A1010 soğuk çekme boru kullanılmıştır. Bu malzemenin özellikleri bir önceki bölümde verilmiştir (Tablo 2.1). Malzeme modeli olarak Plastik Kinematik Model seçilmiştir. Eleman tipi olarak Solid\_164 kullanılmıştır.

Gerçek zamanda tekerlekli sandalyenin duvara çarparak geri sıçrama olayının tamamlanması ortalama 120 mili saniye ile 140 mili saniye arasında olmaktadır. Deneme sonucunda, 80 mili saniyede tekerlekli sandalyelerin gerilme, zorlanma vb. değerleri statik hale gelmektedir. Bu çalışmada gerçek zaman 140 mili saniye alınmış değerlendirme ise 80 mili saniye sürecinde yapılmıştır.

ANSI/RESNA standartlarına göre tekerlekli sandalyelerin önden çarpışma hızı 13.4m/s olarak verilmektedir. Yapılan çalışmada tekerlekli sandalyenin duvara yaklaşma hızı, standartlara uygun olarak 13.4m/s olarak alınmıştır.

ANSYS de oluşturulan sonlu eleman modelinin Keyword dosyası hazırlanarak çözüm, LS-DYNA çözücüsü yardımıyla MsDOS ortamında gerçekleştirilmiştir.

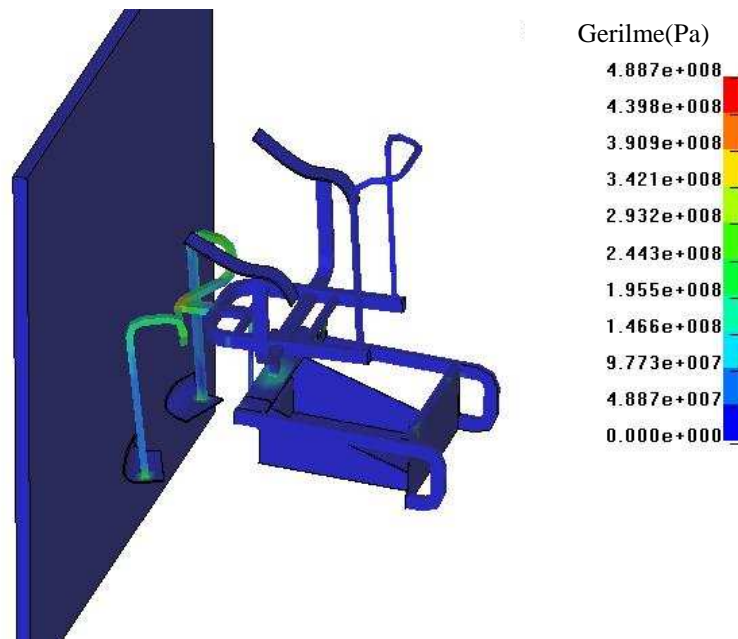
Tekerlekli sandalye duvara belirli mesafe uzakta tanımlanmıştır. Yapılan tanımlama ile sandalye, çarpışma öncesi bir döngü gerçekleştirilmektedir. Elastik bölgede meydana gelen adımdan sonra plastik bölgeye geçiş yapılarak uygun sonuçlar elde edilmiştir.

### 3.2.1. Ticari beş sandalyenin analiz sonuçlarının karşılaştırılması

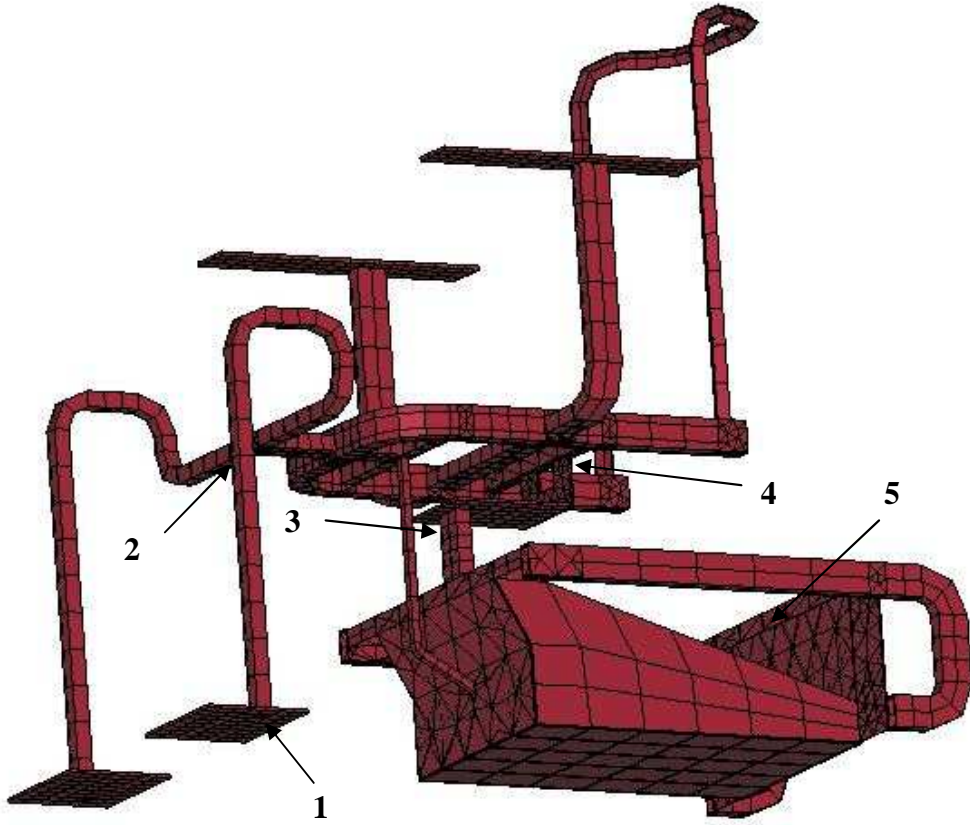
Bu çalışmada ticari amaçlı olarak kullanılan beş tekerlekli sandalye modellerinin önden çarpışma durumundaki deformasyonları ve dayanımları incelenmiştir. Bu beş sandalyenin katı modelleri Şekil 2.17’ de, sonlu eleman analiz modeli ise Şekil2.18’de gösterilmiştir.

Sandalyelerin birbiri ile kıyaslanabilmesi için yaklaşık olarak aynı bölgelerden, sandalyelerin ön, orta ve arka kısımlarına ait beş adet kritik sonlu eleman seçilmiştir. Tekerlekli sandalyeler arasındaki değerlendirmeler, bu beş adet elemanın gerilme, zorlanma, yer değiştirme vb. değerlerinin kıyaslanması ile gerçekleştirilmiştir. Bu değerlendirmelerin yanında tekerlekli sandalyeler, çarpışma sürecinde ortaya çıkan genel durumu, sandalyenin hareketlenmesi ve deformasyon şekilleri bakımından incelenmişlerdir. Oluşturulan grafikler ise, tüm sandalyelerde tespit edilmiş beş elemanın değişimleri değerlendirilerek elde edilmiştir.

Aşağıda Sandalye\_1’ in çarpışma sonrası gerilme sonuç şekli (Şekil 3.1) ve grafiklerde, her sandalyenin birbiri ile karşılaştırılmasında kullanılan sonlu elemanların yerlerini belirten Sandalye\_1’ in şekli (Şekil 3.2) bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Sandalye\_1 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı

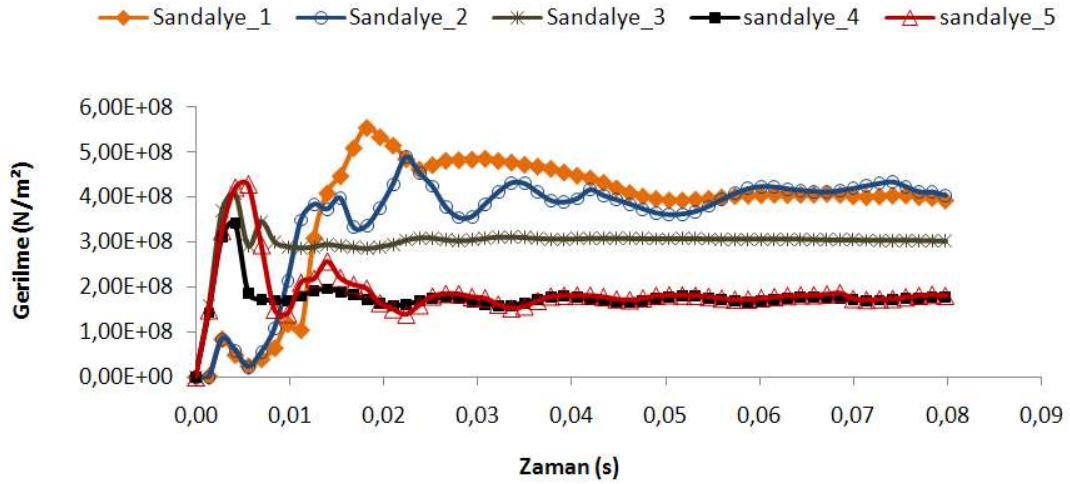


Şekil 3.2. Sandalye\_1 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler

Sandalye 2, 3, 4 ve 5' in gerilme dağılımları EK – A' da; Şekil A.1, A.2, A.3 ve A.4'de, Sandalye 2, 3, 4 ve 5' in analiz grafikleri için kritik elemanların yerlerini belirten şekilleri ise EK–B' de; Şekil B.1, B.2, B.3 ve B4' de verilmiştir.

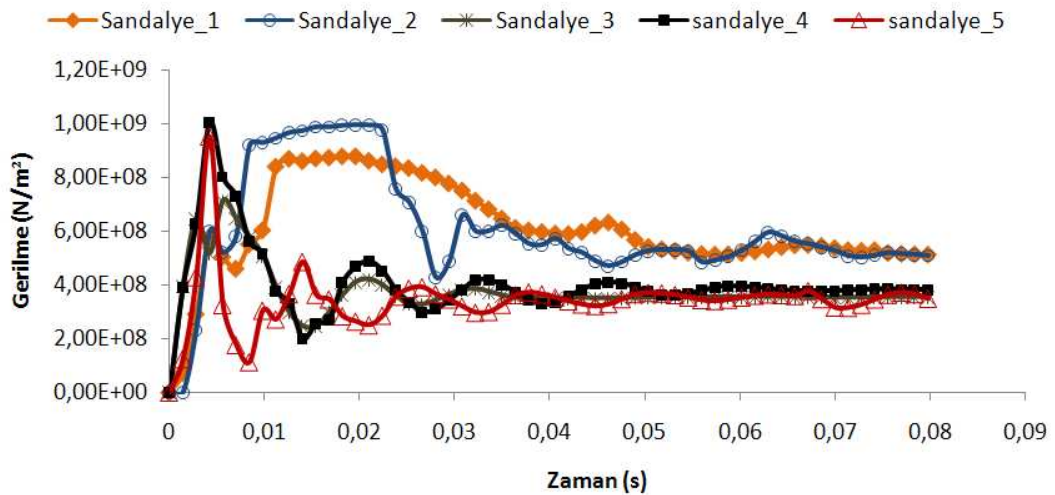
Yapılan simülasyonlarda kullanılan beş sandalyenin birbirine konum olarak yakın kritik bölgeleri üzerinden belirlenmiş beş sonlu elemanın gerilme, yer değiştirme ve zorlanma durumları kıyaslanmıştır. Şekil 3.3, 3.4, 3.5, 3.6 ve 3.7' de her sandalyenin beş kritik elemanı için gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.

Sandalyelerin birinci elemanlarına bakıldığında en yüksek maksimum gerilme 555MPa ile Sandalye\_1 olmaktadır. En düşük maksimum gerilme ise 343MPa ile Sandalye\_4 olmaktadır. Sandalye\_1 ve Sandalye\_2 şakil itibarı ile birbirine yakın olduğundan alınan sonuçlar da benzerlikler görülmektedir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge\_1)

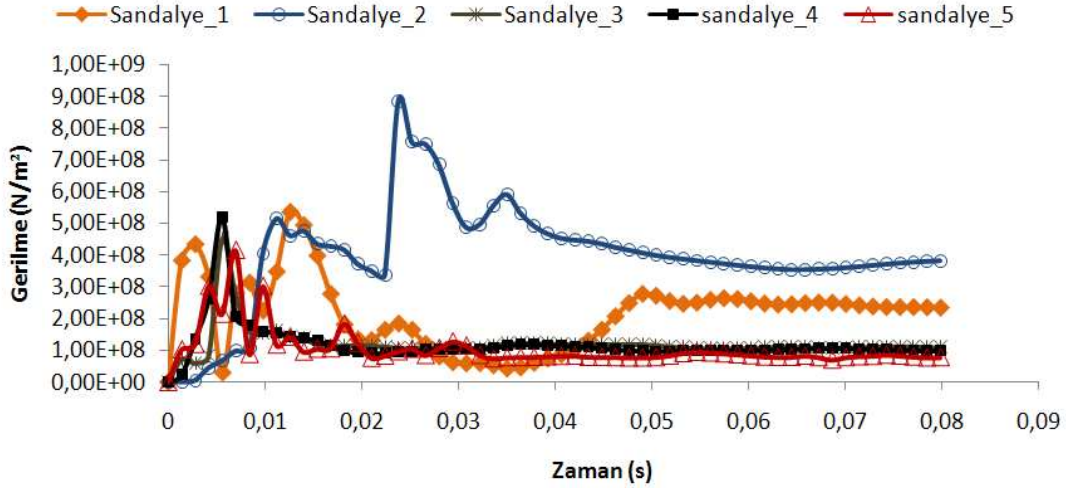
İkinci elemanlar değerlendirildiğinde en düşük maksimum gerilme Sandalye\_3' de 714MPa'dır. Sandalye\_1 ve Sandalye\_2' nin gerilme değerleri de genele bakıldığında diğerlerine göre yüksektir (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge\_2)

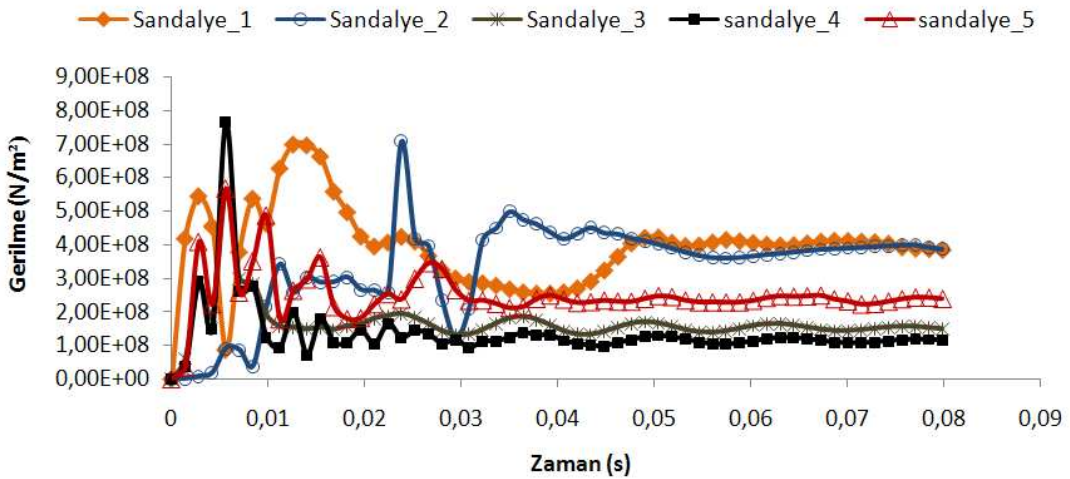


Üçüncü elemanda Sandalye\_3, 4 ve 5 birbirine yakın sonuçlar vermişlerdir. En düşük maksimum gerilme ise 415MPa ile Sandalye\_5' e aittir (Şekil 3.5).



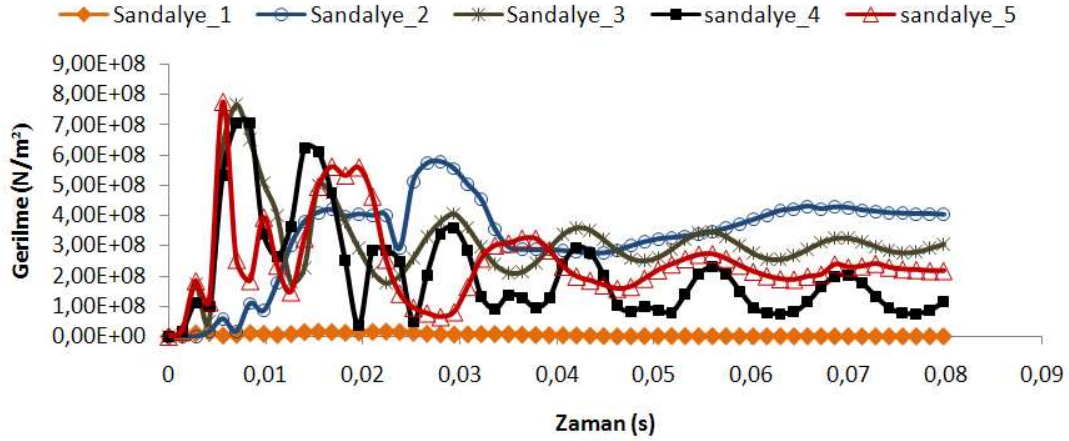
Şekil 3.5. Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge\_3)

Üçüncü elemanda meydana gelen gerilme durumuna benzer şekilde Sandalye\_3, 4 ve 5 daha uygun değerlerde görülmektedirler (Şekil 3.6). İlk başlangıçtaki pik hariç Sandalye\_4' ün genel gerilme dağılımı düşük seviyelerdedir.



Şekil 3.6. Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge\_4)

Beşinci kritik elemanlarda Sandalye \_1 en iyi sonucu vermiştir. Sandalyenin arka kısmında bulunan bu eleman oluşan darbeden neredeyse hiç etkilenmemiş ve az bir gerilme meydana gelmiştir (Şekil 3.7).



Şekil 3.7. Beş Sandalyenin gerilme-zaman eğrisi (Kritik bölge\_5)

İlk beş sandalye şasilerinin kıyaslanması açısından tüm sandalyeler için A1010 malzeme kullanılmıştır. Bu malzemenin statik çekme deneyindeki akma gerilme değeri 305MPa ve maksimum çekme değeri 365MPa'dır. Yalnız bu değerler statik durum için belirli olduğundan çarpışma durumuna tam karşılık olamamaktadır. Buradaki malzeme, tek yönde çekilmeye maruz kalmamaktadır. Çarpışma esnasında, birden fazla yönde yükleme olduğundan dolayı statik testlerde elde edilmiş değerler çok yüksek sınırlara ulaşabilmektedir (Örneğin 700-800MPa gibi). Bu durumda dahi malzeme kopma aşamasına geçemeyebilmektedir. Çarpışma testlerinde oluşan bu yüksek gerilmelere rağmen kuvvetler genelde basma yönünde meydana geldiğinden dolayı kopma şeklinde hasar yerine burkulma ve ezilme biçiminde hasarlar meydana gelmektedir. Bu durumun yanı sıra tüm sandalyeler aynı koşullarda sınıandığı için karşılaştırma aynı şartlar altında yapılmaktadır. İlk beş sandalyedeki her beş eleman için yapılan gerilme değerlendirmelerinde, gerilme değerleri ilk çarpışma anından hemen sonra yüksek değerlere ulaşmaktadır (genelde 800MPa). Yalnız birkaç adım sonra (yaklaşık 10milisaniye) Sandalye\_3, 4 ve 5' deki kritik elemanların gerilme değerleri ortalama olarak 200MPa - 300MPa arasına düşmektedirler. Sandalye\_1 ve 2' deki elemanların gerilmeleri ise diğer sandalyedekilere göre yaklaşık 200MPa daha büyük olmaktadır.

Yer değiştirmeler açısından sandalyeler karşılaştırıldığında genel itibarı ile Sandalye\_4 en az yer değiştirmeleri gerçekleşmiştir (Tablo 3.1). İlk kritik elemanlar hariç diğer tüm elemanlar için yer-değiştirmeler karşılaştırıldığında Sandalye\_1 ve 2'nin diğer sandalyelere göre %32 - %80 aralığında daha fazla olduğu görülmektedir. İlk beş sandalyedeki kritik elemanlar bakımından yer değiştirme grafikleri EK C'de Şekil C.1, C.2, C.3, C.4 ve C.5'de verilmiştir.

Tablo 3.1. İlk beş sandalyenin kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları

	<b>1.eleman</b> (mm)	<b>2.eleman</b> (mm)	<b>3.eleman</b> (mm)	<b>4.eleman</b> (mm)	<b>5.eleman</b> (mm)
<b>Sandalye_1</b>	57.5	204	206	205	209
<b>Sandalye_2</b>	69	254	264	257	320
<b>Sandalye_3</b>	150	64.2	65.6	50.6	74.7
<b>Sandalye_4</b>	125	49.9	50.3	52	76.4
<b>Sandalye_5</b>	118	99.7	50.5	66.5	141

Bu sandalyelerde meydana gelen zorlanmalar da kıyas açısından önemlidir. Tablo3.2'de ilk beş sandalyenin kritik beş eleman için maksimum zorlanmaları verilmiştir (Bakınız: Şekil 3.2, ve EK-B' de; Şekil B.1, B.2, B.3 ve B4). Sandalye\_3, 4 ve 5' in zorlanma sonuçları ilk iki sandalyeye göre daha az olduğu Tablo 3.2' de görülmektedir. Bu zorlanma değerleri, beşinci elemanlar hariç, %65 - %95'e kadar farklara varmaktadır. Bu tabloya göre Sandalye\_3, 4 ve 5' in ikişer bölgesinde zorlanma oluşmamaktadır.

Tablo 3.2. İlk beş sandalyenin kritik beş eleman için maksimum zorlanmaları

	<b>1.eleman</b> (%)	<b>2.eleman</b> (%)	<b>3.eleman</b> (%)	<b>4.eleman</b> (%)	<b>5.eleman</b> (%)
<b>Sandalye_1</b>	3.55e-3	1.68e-1	5.08e-3	1.82e-2	0
<b>Sandalye_2</b>	2.02e-4	2.82e-1	5.03e-2	7.48e-3	6.59e-3
<b>Sandalye_3</b>	0	2.44e-2	0	8.07e-4	1.07e-2
<b>Sandalye_4</b>	0	4.40e-2	0	2.61e-3	8.98e-3
<b>Sandalye_5</b>	0	1.21e-2	1.40e-4	0	8.64e-3

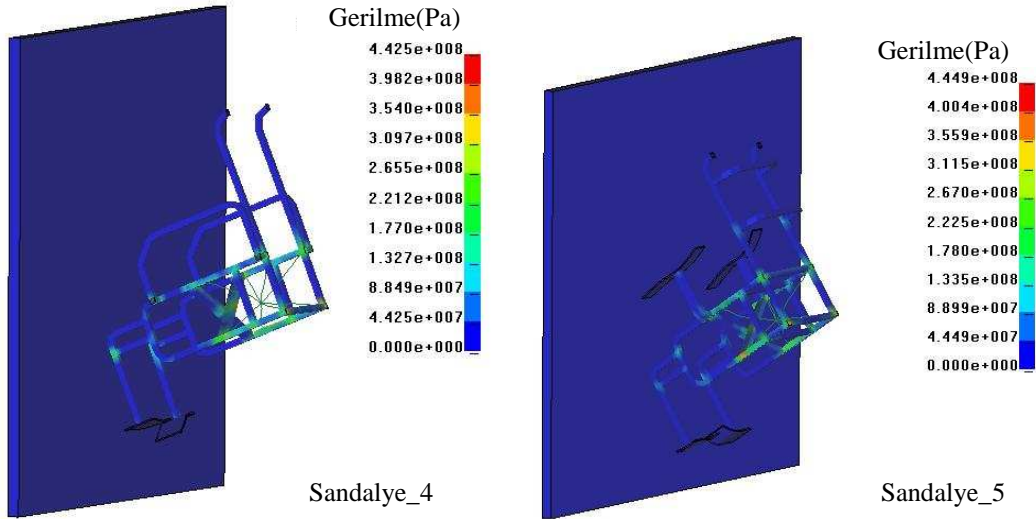
Gerilme, yer değiştirme ve zorlanmalar açısından genel olarak değerlendirme yapıldığında Sandalye\_3, 4 ve 5 sandalye modellerinin daha az hasar gördüğü ortaya çıkmaktadır. Sürücünün, sandalyenin oturarak sırtlığına, tekrar sıçrama fazında çarpacağı durum için; sırtlığın sağlam bir yapıya sahip olması gerekmektedir. Sandalye\_3' de diğer süngerli oturak kullanan sandalyelere göre, askı tip oturma düzeneği kullanılmaktadır. Bu sistemde oturakta sünger kullanmak yerine iki metal boru arasına, oturacak bölgeye deri veya bez gerilmektedir. Sünger çarpışmada ortaya çıkan enerjinin belirli bölümünü sönümleyerek sürece katkıda bulunmaktadır.

Bu üç sandalyenin fiyatları karşılaştırıldığında Sandalye\_3, Sandalye\_4' e göre %20 daha pahalıdır. Sandalye\_5, Sandalye\_3' e göre %31; Sandalye\_4' e göre ise %45 daha pahalı olmaktadır. Bu durumda en uygun sandalye: sandalye\_4; en pahalı sandalye ise: Sandalye\_5 olmaktadır.

Tüm durumlar göz önüne alınarak yapılan genel değerlendirme sonucunda; sırası ile 5. ve 4. tekerlekli sandalye modelleri, önden çarpışma koşullarında belirlenmiş beş ticari sandalyeye göre ilk iki sırayı almaktadırlar. Yapılan simülasyonlarla Sandalye\_4 ve 5' in geliştirilme süreci için daha uygun oldukları anlaşılmıştır.

### **3.2.2. Sandalyelerin ağırlık merkezinden kütle uygulanmasıyla karşılaştırılması**

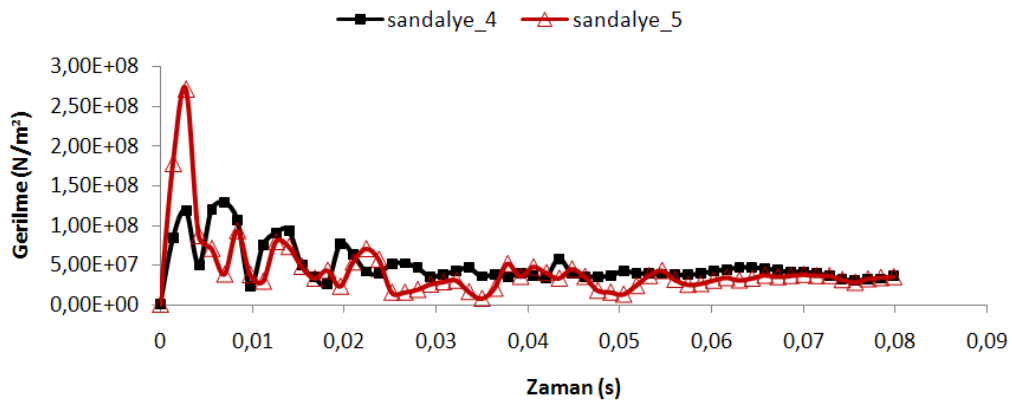
İlk simülasyonlarla tespit edilmiş olan Sandalye\_4 ve 5' in geliştirilmesi kapsamında daha gerçekçi sonuçlar için bu iki sandalyeye sandalye ağırlık merkezlerinden toplam sandalye kütleleri 85kg olacak biçimde, noktasal olarak ilave yapılmıştır. Bu ilave yük, standartlara uygun biçimde, tüm elektronik ve mekanik elemanların toplam kütlesi olmaktadır. Şekil 3.8' de Sandalye\_4 ve 5' in sandalye ağırlıkları sandalye ağırlık merkezinden ilave edilmiş durumlarında önden çarpışma sonrasında ortaya çıkan gerilme sonuçları verilmiştir.



Şekil 3.8. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılan Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımları

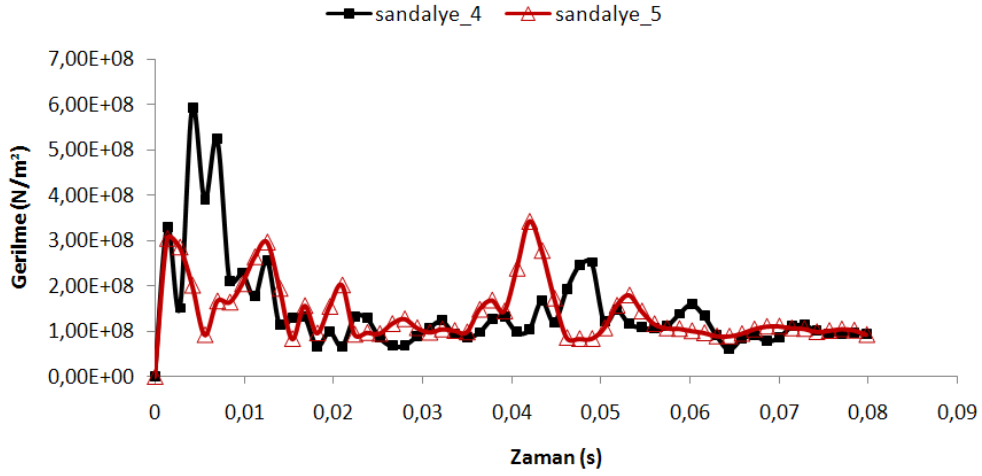
İki sandalye arasında değerlendirilmenin daha kolay bir biçimde yapılabilmesi için ilk beş sandalyenin kıyaslanmasında kullanılan beş adet kritik sonlu eleman burada da aynı şekilde kullanılmıştır. Şekil 3.9, 3.10, 3.11, 3.12 ve 3.13' de Sandalye\_4 ve 5' in beş kritik elemanı için gerilme değerleri karşılaştırılmıştır.

Sandalye\_4 ve 5' in ilk kritik elemanlarında Sandalye\_5, 271MPa' a kadar yükselmiş, Sandalye\_4 ise 130MPa' da kalmıştır (Şekil 3.9). Bu durumun dışında ilk kritik elemanların gerilme değerleri birbirlerine yakın seyretmişlerdir.



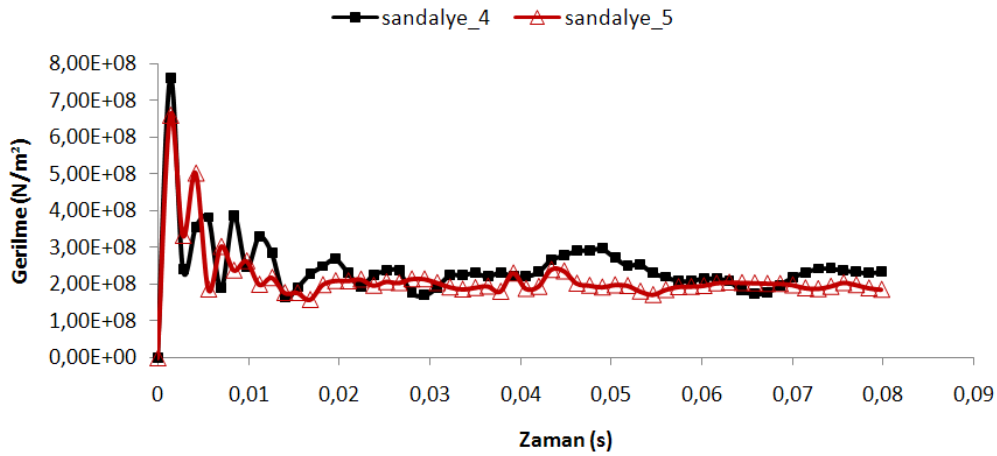
Şekil 3.9. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının gerilme değerleri

İkinci elemanlar karşılaştırıldığında Sandalye\_5, 343MPa, diğer sandalye ise 593MPa değerlerine ulaşmıştır. Genel itibariyle dalgalanmalar olsa da değerlerde büyük farklılıklar yoktur (Şekil 3.10).



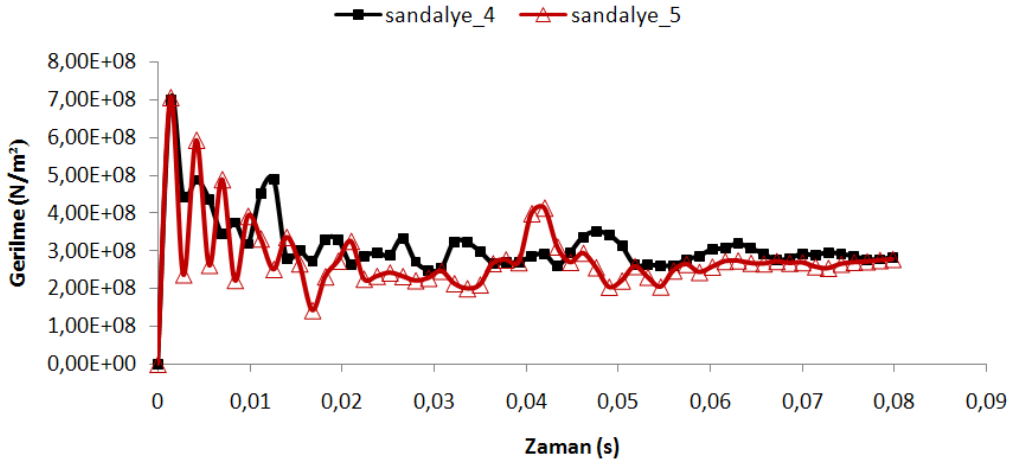
Şekil 3.10. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Üçüncü elemanlarda da gerilmelerde kayda değer değişiklikler mevcut değildir. Sandalye\_4' ün maksimum gerilme değeri 761MPa iken Sandalye\_5' in maksimum gerilme değeri 659MPa olmuştur (Şekil 3.11).



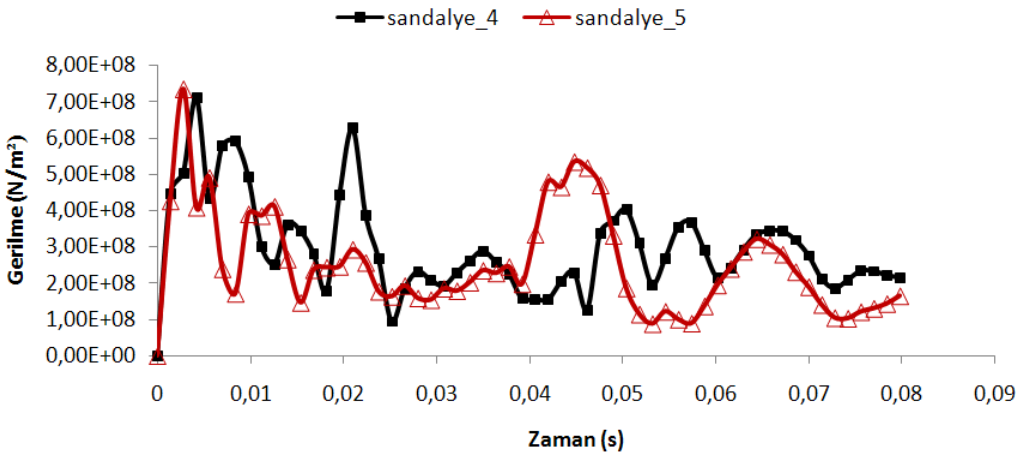
Şekil 3.11. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Dördüncü elemanlar değerlendirilirken Sandalye\_5' in gerilme değerinde başlangıçta diğer sandalyeye göre daha yoğun dalgalanmalar meydana gelmiştir (Şekil 3.12). Diğer elemanlardakine benzer şekilde gerilme değerleri birkaç bölge dışında fazla farklı değildir. Maksimum gerilme değerleri ise Sandalye\_4' de 698MPa, Sandalye\_5' de 705MPa' dır.



Şekil 3.12. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Sandalyelerin arka kısımlarında yer alan beşinci elemanlar karşılaştırıldığında, son gerilme değerleri birbirlerine yaklaşırsa da, beşinci elemanların karşılaştırma grafiğindeki genel benzerlikler, ilk dört elemanın grafiklerine göre daha az uyum sağlamaktadır (Şekil 3.13).



Şekil 3.13. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri

İki sandalyenin yer-değiştirmeleri incelendiğinde, Sandalye\_4 belirgin bir şekilde, tüm elemanlar için, daha az yer değişimine sahiptir (Tablo 3.3). Tüm kritik elemanlar için yer-değiştirmeler karşılaştırıldığında, Sandalye\_4' ün, Sandalye\_5' e göre %6.36 - %35 aralığında daha az yer değiştirdiği görülmektedir. Sandalyelerin ağırlık merkezinden kütle uygulanmasıyla oluşan belirlenmiş beş adet sonlu elemanların Sandalye\_4 ve 5 için yer-değiştirmeler bakımından kıyaslama şekilleri, EK C' de, şekil C.6, C.7, C.8, C.9 ve C.10' da verilmiştir.

Tablo 3.3. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları

	<b>1.eleman</b> (mm)	<b>2.eleman</b> (mm)	<b>3.eleman</b> (mm)	<b>4.eleman</b> (mm)	<b>5.eleman</b> (mm)
<b>Sandalye_4</b>	168	121	45.6	72.9	121
<b>Sandalye_5</b>	233	188	48.7	97.9	173

Sandalye\_4 ve 5' in belirlenmiş beş adet sonlu elemanında meydana gelmiş maksimum zorlanmalar açısından değerlendirme yapılacak olursa; Sandalye\_5' in, ikinci ve üçüncü kritik elemandaki zorlanma değeri, Sandalye\_4' ün elemanlarına göre %25 daha az olduğu görülmektedir (Tablo3.4). Son kritik elemanlar karşılaştırıldığında ise Sandalye\_4' ün zorlanma bakımından değeri, Sandalye\_5' e göre %50 civarında daha az olduğu tespit edilmektedir.

Tablo 3.4. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için maksimum zorlanmalar

	<b>1.eleman</b> (%)	<b>2.eleman</b> (%)	<b>3.eleman</b> (%)	<b>4.eleman</b> (%)	<b>5.eleman</b> (%)
<b>Sandalye_4</b>	0	1.38e-3	7.06e-3	4.16e-3	7.13e-3
<b>Sandalye_5</b>	0	1.03e-3	5.23e-3	4.04e-3	1.41e-2

Çarpışmada oluşan kuvvetlere bakıldığı iki sandalyenin özellikle ön kısımda aynı oluşu sebebiyle Sandalye\_4 ve 5' de meydana gelen kuvvet 120kN civarındadır. Oluşan bu kuvvet miktarı literatürde yapılmış test ve çalışmalarla örtüşmektedir[28, 35, 86, 87, 88, 89, 90].

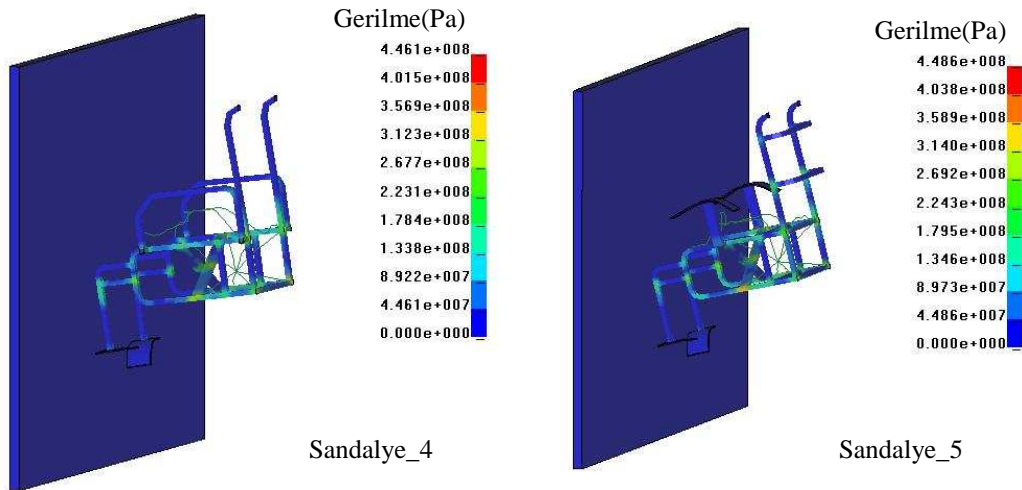


Sandalye ağırlığının ilave edildiği simülasyonlarda tüm girdiler göz önüne alındığında, Sandalye\_4' ün genel değerlerinin diğer sandalyeye göre daha fazla mukavemet ve emniyet sağladığı anlaşılmaktadır.

### 3.2.3. Sandalye ve kullanıcı ağırlık merkezinden kütle uygulanmasıyla karşılaştırılması

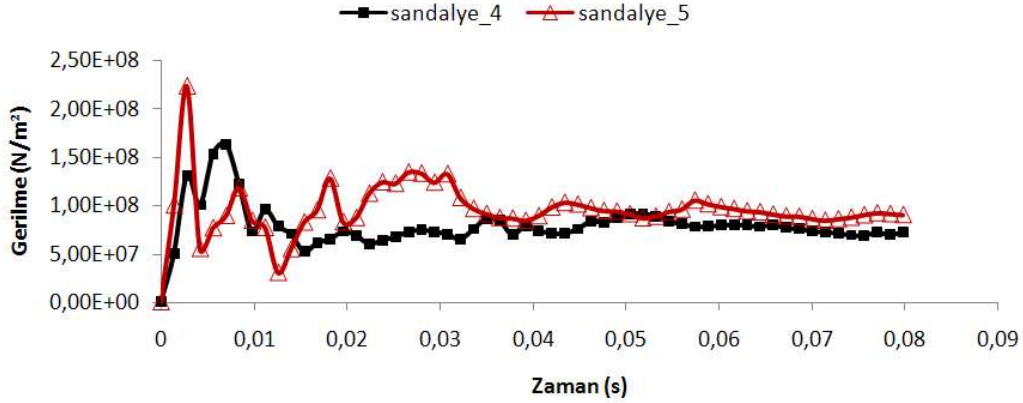
Sandalye\_4 ve 5' in kendi ağırlıklarının ağırlık merkezinden verilmesiyle yapılan simülasyonlar, tam anlamıyla deneyi tanımlamamaktadır. Günlük kullanımda sürücüde olacağı için, kullanıcının da ağırlığının sisteme ilave edilmesiyle gerçek testlere yaklaşılmış olmaktadır. Simülasyonlarda bu iki sandalyeye sandalye ağırlık merkezlerinden toplam sandalye kütlesi olarak 85kg, sürücü ağırlık merkezinden ise standartlarda Hibrit III test manken kütlesi olan 76kg, noktasal olarak ilave edilmiştir.

Şekil 3.14' de Sandalye\_4 ve 5' in sandalye ağırlıkları, sandalye ağırlık merkezinden ve kullanıcı ağırlıkları, kullanıcı ağırlık merkezinden ilave edilmiş durumlarında önden çarpışma sonrasında ortaya çıkan gerilme sonuçları verilmiştir.



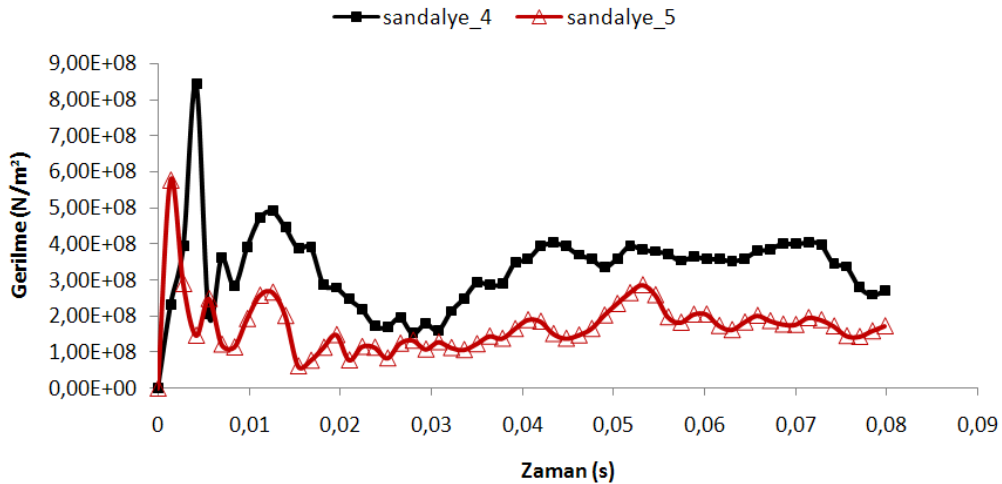
Şekil 3.14. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılan Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımları

Kullanıcı ve sandalye ağırlıkları ilave edildiği durumda, Sandalye\_4 ve 5' in ilk sonlu elemanları kıyaslandığında Sandalye\_4' de oluşan maksimum gerilme 163MPa iken Sandalye\_5' de 224MPa lık maksimum gerilme meydana gelmiştir (Şekil 3.15). Grafik genelinde Sandalye\_4' ün gerilme dağılımı daha uygun şekilde oluşmuştur.



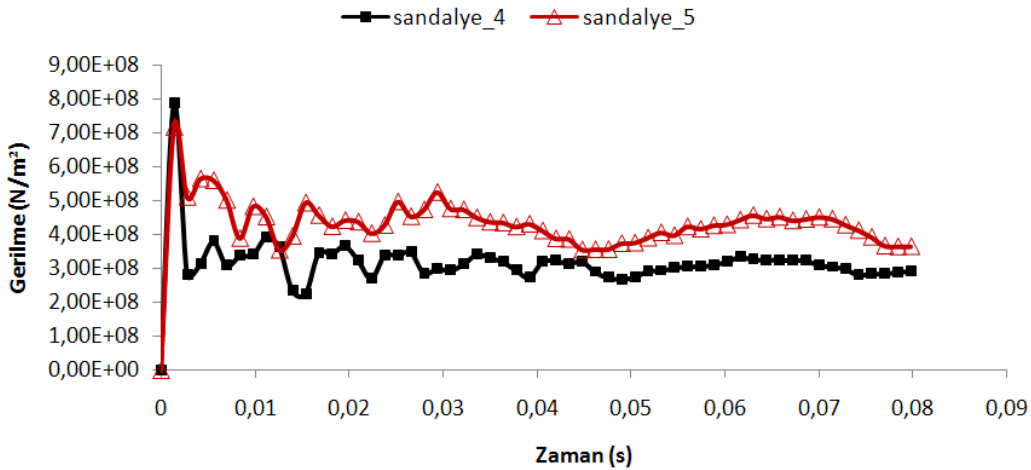
Şekil 3.15. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının gerilme değerleri

İkinci sonlu elemanlara bakıldığında Sandalye\_4' ün maksimum gerilme değeri 845MPa değerinde olduğu durumda Sandalye\_5' de 577MPa' lık gerilme değerine ulaşılmıştır (Şekil 3.16). Bu elemanda Sandalye\_5' in belirgin şekilde üstünlüğü vardır.



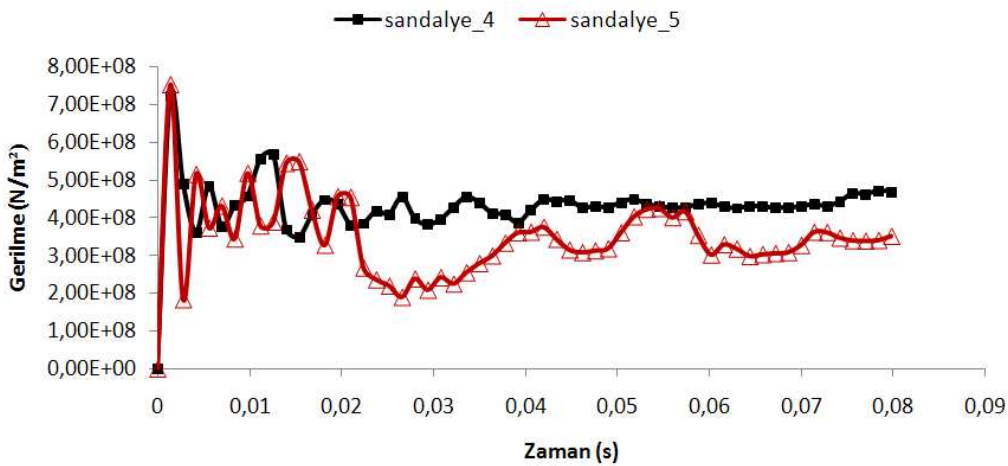
Şekil 3.16. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Belirlenmiş üçüncü sonlu eleman için Sandalye\_4' de maksimum 788MPa gerilme, Sandalye\_5' de ise 718MPa maksimum gerilme oluşmuştur. Buna rağmen grafiğin tümü değerlendirildiğinde, gerilme genel durumunda Sandalye\_4 belirgin şekilde daha düşük seviyelerdedir (Şekil 3.17).



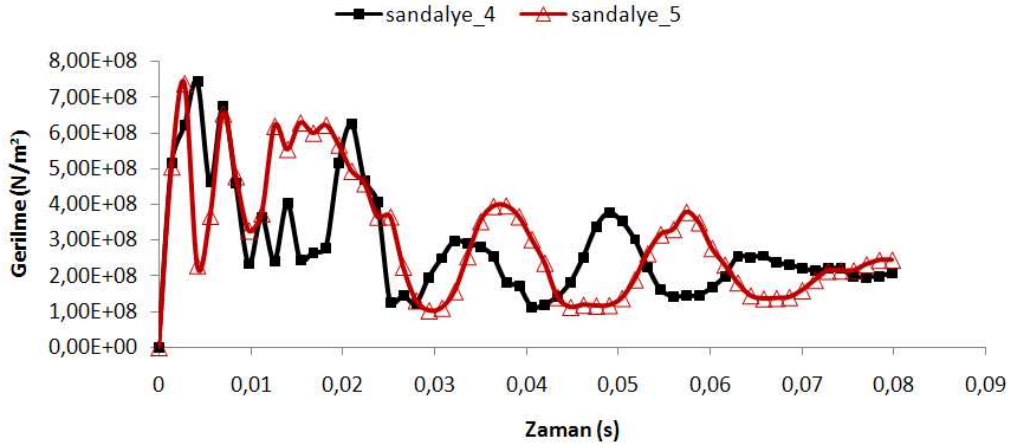
Şekil 3.17. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Dördüncü sonlu elemanlar kıyaslandığında Sandalye\_4' ün 723MPa, Sandalye\_5' in ise 753MPa' lık maksimum gerilmelere ulaştığı görülmektedir (Şekil 3.18). Bu grafikte Sandalye\_5 gerilme değerleri fazla salınım göstererek durağan hale zor ulaşmaktadır.



Şekil 3.18. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Tekerlekli sandalyelerin en arkasında yer alan son elemanlar karşılaştırıldığında, iki sandalye elemanının da birbirlerine yakın gerilme dağılımı gösterdiği görülmektedir (Şekil 3.19). Burada Sandalye\_4 743MPa, Sandalye\_5 ise 736MPa maksimum gerilmelere ulaşmıştır.



Şekil 3.19. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının gerilme değerleri

Kullanıcı ve sandalye ağırlıkları analize ilave edildiği durumlarda yer değiştirmeler açısından Sandalye\_4' ün belirgin şekilde daha az yer değiştirdiği görülmektedir (Tablo 3.5). Tüm kritik elemanlar için yer-değiştirmeler karşılaştırıldığında, Sandalye\_4' ün, Sandalye\_5' e göre %5 - %48 aralığında daha az yer değiştirdiği görülmektedir. Üçüncü kritik elemanlar ise neredeyse aynı değerde olmaktadır. Sandalyelerin kullanıcı ve sandalye ağırlık merkezlerinden kütle uygulanmasıyla oluşan belirlenmiş beş adet sonlu elemanların Sandalye\_4 ve 5 için yer-değiştirmeler bakımından kıyaslama şekilleri, EK C' de, Şekil C.11, C.12, C.13, C.14 ve C.15' de verilmiştir.

Tablo 3.5. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için toplam yer-değiştirme miktarları

	1.eleman (mm)	2.eleman (mm)	3.eleman (mm)	4.eleman (mm)	5.eleman (mm)
<b>Sandalye_4</b>	21.4	48.7	51.1	60.7	95
<b>Sandalye_5</b>	41.8	60.7	48.6	64	120

Sandalye\_4 ve 5' in belirlenmiş beş adet sonlu elemanında meydana gelmiş maksimum zorlanmalara bakılacak olunursa; Sandalye\_4' ün, üçüncü, dördüncü ve beşinci kritik elemandaki zorlanma değeri, Sandalye\_5' in elemanlarına göre %3 - %40.8 daha az olduğu görülmektedir. Sadece ikinci elemanda, Sandalye\_5, Sandalye\_4' e göre %68 daha az değerdedir (Tablo 3.6).

Tablo 3.6. Sandalye\_4 ve 5'in sandalye ve kullanıcı ağırlığı ilave edildiği durumda, kritik beş eleman için maksimum zorlanmalar

	<b>1.eleman</b> (%)	<b>2.eleman</b> (%)	<b>3.eleman</b> (%)	<b>4.eleman</b> (%)	<b>5.eleman</b> (%)
<b>Sandalye_4</b>	0	9.83e-3	1.00e-2	4.31e-3	1.23e-2
<b>Sandalye_5</b>	0	3.13e-3	1.03e-2	6.92e-3	2.08e-2

Sandalye\_4 ve 5' de meydana gelen reaksiyon kuvvetleri yaklaşık olarak 120kN' a kadar yükselmektedirler. Çarpışma sürecinde bu kadar yüksek kuvvetlerin ortaya çıkması olağandır. Çarpışma esnasında elemanlar burkulmaya ve basılmaya daha çok maruz kaldıklarından elemanlar kopmak yerine sıkışarak veya ezilerek deforme olmaktadır. Yapılan simülasyonlarla da literatür çalışmaları bu anlamda birbirlerini doğrulamaktadırlar[28, 35, 86, 87, 88, 89, 90]

Sandalye ve kullanıcı ağırlığının ilave edildiği simülasyonlarda tüm girdiler göz önüne alındığında sandalye\_4'ün, sandalye\_5'den genel değerler açısından daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Bu ölçütlerin yanında, Sandalye\_4 ortalama bir engelli aracı olup fiyatı (5.600 Avustralya Doları / 7.000TL), üst bir model olan Sandalye\_5' e (10.100 Avustralya Doları / 12.625 TL) göre, çok daha uygundur. Tüm bu değişkenler göz önüne alındığında; ilk olarak seçilmiş beş adet ticari sandalye modelinden, geliştirme süreci için en uygun tekerlekli sandalye olarak, Sandalye\_4' ün kullanılmasına karar verilmiştir.

### 3.2.4. Tasarım modifikasyonları ve analizleri

Kişinin kaza sürecindeki emniyetini arttıran ve yaralanma riskini azaltacak konstrüktif tedbirlerin ortaya konulmasıyla sandalyenin şok sönümleme veya şok enerjisini sürücüden uzaklaştırabilme kabiliyeti yükseltilmiş olacaktır. Önden çarpışma koşullarına göre simüle edilen sandalyelerden seçilen Sandalye\_4, şasinin zayıf bölgelerine ilave borular konulmasıyla daha da güçlü hale getirilmiştir. Yapı olarak sandalyenin güçlendirilmesinden sonra, çarpışma yüklerini sönümleyebilecek sistemler sandalyenin ön kısmına ilave edilmiştir.

Bu sistemlerde öncelikle borular içerisine yerleştirilmiş kauçuk takozlar yardımıyla sönümle uygulaması gerçekleştirilmiştir. Daha sonra ise “W” biçiminde şekil verilmiş sac sönümleyiciler kullanılmış ve farklı malzemeler için sönümleme kabiliyetleri kıyaslanmıştır.

#### 3.2.4.1. Kauçuk takozlar ile çarpışma yüklerinin sönümlenmesi

Tekerlekli sandalyenin önden çarpışma koşullarında ortaya çıkan yükleri sönümleyerek veya kullanıcıdan uzaklaştırarak engelli kişinin en az hasarı alması veya yaralanmaması için Şekil 2.24’ de gösterildiği gibi sandalye şasisinin ön kısmına kauçuk takozlar içeren sönümleyici sistemi montajlanmıştır. Buradaki amaç; kauçuk takozun ezilerek ortaya çıkan çarpışma yükünü ve enerjisini azaltmasıdır.

Yapılan simülasyonlarda yoğunluğu  $49.823\text{kg/m}^3$ , poisson oranı 0.499 olan Mooney-Rivlin lastik modeli kullanılmıştır. Ortaya çıkan yüklerin çok yüksek olması sebebiyle kullanılan dört adet  $260.5 \times 20 \times 20\text{mm}$  kare kesitindeki lastik takoz çok yetersiz kalmıştır. Aynı simülasyonlar, çok yüksek ve düşük yoğunluğa ve sönümleme kabiliyetine sahip kauçuk takozlar için tekrarlanmıştır. Alınan sonuçların tamamında neredeyse hiç sönümleme oluşmamıştır. Takozlar sönümleme yapmak yerine sandalye şasisinin önden çarpmadaki davranışını değiştirerek çok daha fazla hasar alınmasına sebep olmuşlardır.

Sandalyenin ön kısmında yer alan, içlerinde lastik takozlar olan iki adet kare kesitli “U” şeklindeki boru profiller, kauçuk takozların sönümlenme yapamamasıyla önce takozları parçalamış daha sonra sıkışmaya çalışmıştır. Bu “U” şeklindeki boruların uzun boylarından (300mm) dolayı, sandalyeye bu profillerin bağlantı noktalarından iki yana doğru açılmalar meydana gelmiştir. Açılma miktarları çok artarak sandalye ana gövdesinin öne yuvarlanma etkisini tetiklemiş ve sürücünün bulunduğu kısmı döndürerek duvara çok şiddetli bir biçimde çarpmasına neden olmuştur (Bakınız: EK.A Şekil A.5).

Kauçuk sönümlenme elemanı ile yapılan analizler sonucunda sandalyede yaklaşık 760MPa değerinde gerilme oluşmaktadır. Ortaya çıkan reaksiyon kuvveti 70kN civarındadır. Zorlanma değeri ise yaklaşık %4’dür. Sandalyedeki yer değiştirmeler bakıldığında:

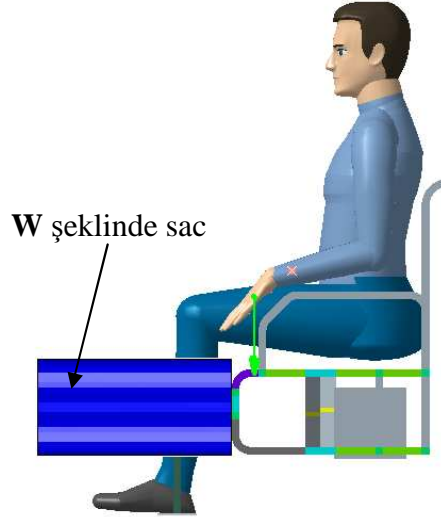
- |   |         |
|---|---------|
| 1. Kauçuk aparatın ortalama yer-değiştirmesi                      | : 400mm |
| 2. Sandalyenin arka kısmında bulunan elemanın yer değiştirmesi    | : 950mm |
| 3. Sandalyenin orta kısmında bulunan elemanın yer değiştirmesi    | : 620mm |
| 4. Sandalyenin yan kısmında bulunan elemanın yer değiştirmesi     | : 530mm |
| 5. Sandalyenin ön kısmında bulunan elemanın yer değiştirmesi      | : 310mm |
| 6. Sandalyenin ayaklık kısmında bulunan elemanın yer değiştirmesi | : 310mm |

Bu değerlere bakıldığında sandalyede meydana gelmiş etkinin çok yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Standartlara göre kullanıcının sandalye üzerinde hasar almadan kalabilmesi gerekmektedir. Kauçuk elemanla yapılan analizler sonucunda bu değerlerden önce sandalye zaten bu şartı sağlayamamış; aşırı şekilde deforme olmuş ve kullanıcı ciddi biçimde yaralanmış veya ölmüştür.

Yeterli miktarda sönümlenme yapılması bu sistemle mümkün değildir. Bu yükün absorbe edilebilmesi için lastik takoz ebatlarının çok büyük olması gerekmektedir. Bu ise hem ekonomik açıdan pahalı; fakat en önemlisi fazla yer tutacağı için kullanışsız olacağından bu sönümlenme sistemi uygun olmamaktadır.

### 3.2.4.2. “W” şeklinde sac profiller ile çarpışma yüklerinin sönümlenmesi

Önden çarpışmayla oluşan şok etkisi yüksek olduğundan, sönümleme yapacak sistemin daha fazla yükü kademeli olarak azaltabilecek bir yapıda olması gerekmektedir. Bunun içinde otomotiv sektöründen esinlenerek araçlardaki kaportaların çarpışma sürecinde yükleri kontrollü olarak azalması gibi, tekerlekli sandalye şasisi önüne dik olacak şekilde “W” biçimine sahip ve iki ucundan plakalarla formun korunmasına yardımcı olunan sac bir sönümleme sistemi denenmiştir (Şekil 2.25). Kullanıcının bulunduğu benzer sönümleme sistem uygulaması Şekil 3.20’ de verilmiştir.



Şekil 3.20. Kullanıcının bulunduğu sönümleme sistem uygulaması[81]

Aynı forma sahip sacların, sönümleme kabiliyetlerinin karşılaştırıldığı önceki çalışmalarda “W” şeklindeki sac bir ucundan tutulmuş diğer ucundan hız uygulanarak çarpışma hızında bir sac sıkıştırma simülasyonu gerçekleştirilmiştir [81]. Bu ön çalışmada, çift fazlı DP600 çelik ile A1010 çeliğin, 1mm ve 1.5mm kalınlıktaki sacları için; bükülmüş ve çekilmiş formlarının çarpışma sönümleme kabiliyetleri incelenmiştir. Bu çalışmada, “W” şeklindeki sac eleman sandalye önüne bağlanarak direkt olarak bütünleşik (sandalye şasisi ve ağırlıklarla birlikte) çarpışma gerçekleştirilmiştir.



Yapılan ilk simülasyonlarda 1mm ve 1.5mm kalınlığındaki sönümleyici sac sitemleri sandalye önüne takılarak çarpışma uygulanmış; omuzdan bağlı emniyet kemeri olmadan sonuçlar incelenmiştir. Sadece kalçadan bağlı emniyet kemeri kullanıldığından sürücü öne doğru hareket etmekte ve sandalyenin yuvarlanma eğilimi çok fazla olmaktadır. Bu eğilim nedeniyle 1mm ve 1.5mm kalınlığında sönümleyici sac kullanımı kalçadan emniyet kemeri uygulaması için yeterli olmamaktadır. Lastik takozlardaki gibi öne doğru yuvarlanma etkisi artmaktadır. Bu iki simülasyonun gerilme sonuç şekilleri EK A' da Şekil A.6 ve A.7' de görülmektedir.

Omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulanarak yapılan farklı kalınlıklar için simülasyonlarda kişi ağırlığının sandalye arkasında bulunan sırtlık dikmelerini deforme ettiği ve yuvarlanma etkisinin devam ettiği gözlenmiştir (EK A Şekil A.8 ve A.9). Sırtlık dikmelerinin dayanımını arttırmak için sandalye arkasına ilave profiller konulmuştur (Şekil 2.28). Bu iyileştirmelerle yapılan simülasyonlarda bükülmeye karşı dayanımı çok yükselmiş, öne doğru olan yuvarlanma etkisi fazla azaltılamamıştır (EK A Şekil A.10). Yuvarlanma etkisinin daha da azaltılabilmesi için "W" şeklinde sac sönümleyiciler (kullanıcı ağırlık merkezi çok yukarıda olduğundan), kullanıcı ağırlık merkezine (yukarı) doğru 55mm yaklaştırılmıştır (Şekil 2.30). Bu yakınlaştırma mesafesi, tasarımda sacın yükselebileceği en uygun yüksekliktir.

"W" şeklindeki sac sönümleyicilerin yükseltilmesinden sonra dönme etkisi azaltılarak direkt önden çarpışma koşullarında kullanıcı açısından uygun koşullar elde edilmeye başlanmıştır. Bu simülasyonlarda, "W" şeklindeki sac kalınlığı olarak 1mm (EK A Şekil A.11) ve 1.5mm (Şekil 3.21) için uygulamalar yapılmıştır.

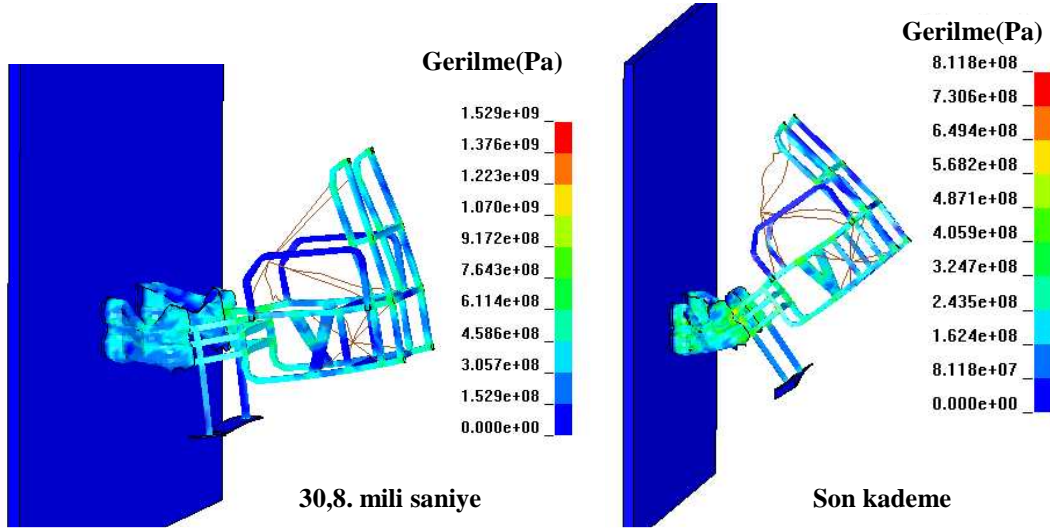
A1010 malzemesi kullanıldığı durum için 1mm kalınlığındaki sönümleyici sac, şok etkilerini tamamen sönümleyemediği deforme olmuştur. Sacın kalınlığının 1.5mm' ye yükseltilmesiyle absorbe edilen miktar artmış ve yeterli düzeye gelmiştir. Dönme etkisi azaltılmaya çalışılmış, yalnız kullanıcı ağırlık merkezinin çok yukarıda olduğundan dolayı ilk modellere göre daha uygun bir seviyeye getirilebilmiştir.

Dönme etkisinin tamamen yok edilebilmesi için sönümleyici elemanın şu anda kullanımda olmadığı kadar çok yukarıya çıkartılması veya sandalyenin alt kısmına dengeleyici ağırlık ilavesi yapmak gerekmektedir. Sandalyenin mevcut ağırlığı 85kg civarında olduğundan ilave ağırlık kullanım açısından pek uygun olmamaktadır. Sönümleyicinin de çok yükseltilmesi kullanıcının sandalyeye inip binmesinde zorluklara neden olabilmektedir. Bundan dolayı da iki çözüm yöntemi de uygulanamamakta ve dönme etkisi tamamen yok edilememektedir.

Kalınlığı 1.5mm olan sac sönümleme elemanı, A1010 malzemesi ile yapılan simülasyonlarda yaklaşık 142kN' luk reaksiyon kuvveti meydana gelmiştir. Maksimum yer-değiştirme ise 379mm ile sandalyenin arka bölgesi olmaktadır. En büyük zorlanma değeri sandalyenin ön kısmında %0.14 ve en yüksek gerilme, sandalyenin ön kısmında 929MPa değerindedir.

Sandalyenin önüne sönümleyici sac ilave edildiği durumda, son tasarım ile ilk haldeki sandalyelerin gerilme, zorlanma, yer-değiştirme ve kuvvet açısından kıyaslanmaları uygun değildir. Geliştirme öncesinde (ağırlık ilavesi yapılmış sandalye geliştirmeleri de dâhil olmak üzere), kullanıcı duvara direkt olarak temas etmekte ve ciddi şekilde yaralanmaktadır. Sandalyenin ön kısmına sönümleyici aparat ilave edildiği durumlarda, kullanıcı, duvara önce temas etmemektedir. "W" şeklinde sac aparat, sönümleme kabiliyeti dâhilinde, çarpışma etkilerini absorbe etmeye çalışmaktadır. İlk sandalye modellerinde sandalye temas ettiği zaman, kişinin oturduğu durum için değil sandalyenin çarpışmadaki dayanımı için testler gerçekleştirilmiştir. Bu sandalyeler duvara çarptırılmış, sonra, sıçrayarak dönmeye başlamıştır. Geliştirme sonrasında ise, öndeki sönümleme aparatı şiddetle duvara çarparak sandalyede oturan kişinin yaralanmasını engellemek için deforme olmaya başlamaktadır. Bundan dolayı, geliştirme sürecindeki son tasarım modifikasyonunda, daha yüksek gerilme, zorlanma vb. değerlere ulaşılması istenilen bir sonuçtur. Böylece sandalye deforme olmakta ve kullanıcı ilk sandalyelere göre çok daha hafif yaralanmakta veya yaralanma gerçekleşmemektedir.

Aşağıda geliştirme sürecinin son kademesi olan 1.5mm kalınlığa sahip şok emici sacın etkisi ile önden çarpışma durumundaki A1010 malzemeli sandalyenin 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları verilmektedir (Şekil 3.21).



Şekil 3.21. 1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının A1010'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

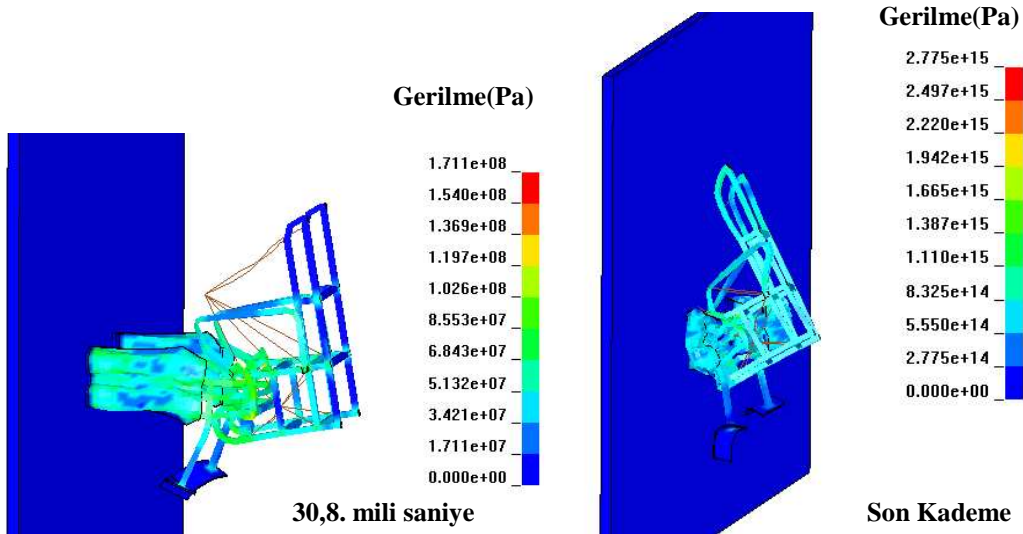
Geliştirilmiş bu tekerlekli sandalye modeli A1010 haricinde Titanyum alaşımı (bkz. Tablo 3.7), Alüminyum alaşımı (bkz. Tablo 3.8), UHM-Karbon-Fiber (bkz. Tablo3.9) ve SM-Karbon-Fiber (bkz. Tablo 3.10) olacak biçimde farklı malzemelerle karşılaştırılmıştır. Aşağıdaki tabloda, tasarım modifikasyonunda karşılaştırılan titanyum'un özellikleri verilmektedir.

Tablo 3.7. Titanyum alaşımının özellikleri[76, 82, 83]

Yoğunluk ( $\rho$ )	4650 kg/m <sup>3</sup>
Elastisite modülü (E)	100GPa
Akma gerilmesi ( $\sigma_a$ )	70MPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0.36
Tanjant Modülü ( $E_t$ )	112MPa

Kalınlığı 1.5mm olan sac sönümleme elemanı, Titanyum malzemesi ile yapılan simülasyonlarda yaklaşık 66.5kN' luk reaksiyon kuvveti meydana gelmiştir. Maksimum yer-değiştirme ise 877mm ile sandalyenin arka bölgesidir. En yüksek zorlanma değeri sandalyenin ön kısmında %0.58 ve en yüksek gerilme, sandalyenin ön bölgesinde 127MPa' dır. Titanyum alaşımı ile yapılan simülasyonlarda sandalyenin ön kısmında bulunan sönümleyici sac, sandalye şasisine göre daha dayanıklıdır (Şekil 3.22).

Bundan dolayı ilk çarpışma anından itibaren belirli bir süre, öndeki sac ezilerek enerjiyi sönümlemek yerine sabit kalmış ve borulardan meydana gelen şasi önce deforme olarak kişiyi koruyamamıştır. Sonra sönümleyici sac ezilmeye başlamıştır. Simülasyon sonucunda ise engelli kişi çok ciddi bir şekilde duvara çarparak yaralanmaktadır. Bu simülasyon sonucunda ise, geliştirilen tasarım için titanyum alaşımı uygun olmamaktadır.



Şekil 3.22. 1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Titanyum'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

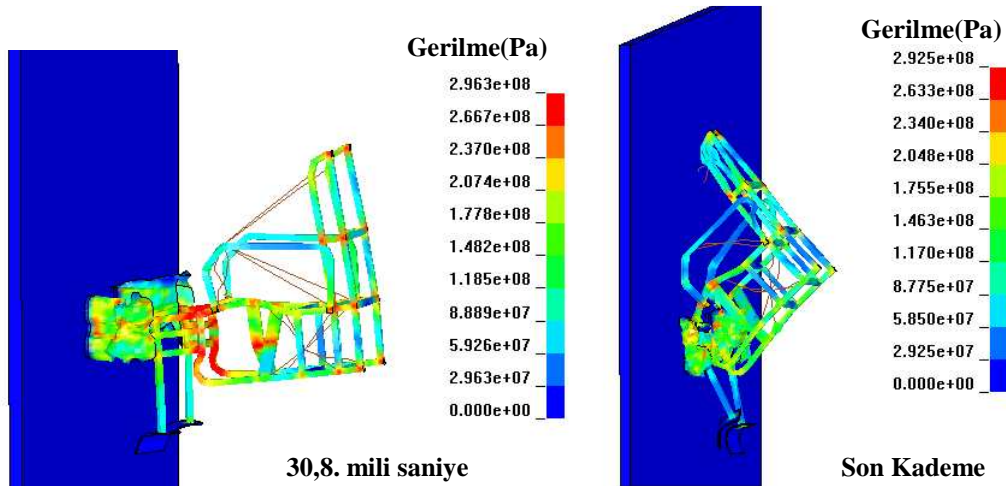
Aşağıdaki tabloda, tasarım modifikasyonunda karşılaştırılan alüminyum'un özellikleri verilmektedir.

Tablo 3.8. Alüminyum alaşımının özellikleri[76, 82, 83]

Yoğunluk ( $\rho$ )	2720 kg/m <sup>3</sup>
Elastisite modülü (E)	76GPa
Akma gerilmesi ( $\sigma_a$ )	145MPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0.34
Tanjant Modülü ( $E_t$ )	25MPa

Kalınlığı 1.5mm olan sac sönümleme elemanı, Alüminyum malzemesi ile yapılan simülasyonlarda 65.7kN' luk reaksiyon kuvveti meydana gelmiştir. Toplam yer-değiştirme, 621mm ile sandalyenin orta bölgesi olmaktadır. En yüksek zorlanma değeri sandalyenin ön kısmında %0.32 ve en yüksek gerilme, ön kısımda 283MPa'dır. Geliştirilen tekerlekli sandalye için Alüminyum alaşımı kullanıldığında ciddi yaralanmalar meydana gelebilecek bir sonuç ortaya çıkmaktadır (Şekil 3.23).

Alüminyum başlangıçta kullanılan A1010 malzemesinden daha yumuşak olduğu için önde bulunan sönümleyici sac gerekli çarpışma enerjisini tamamen sönümleyemediği için deforme olmuş, ne şasiyi ne de kullanıcıyı koruyamamıştır. Bu malzemenin de titanyumda olduğu gibi uygun malzeme olmadığı, daha ilk ve en önemli inceleme olan görsel testten geçememiştir.



Şekil 3.23. 1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönmüleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Alüminyum'a ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

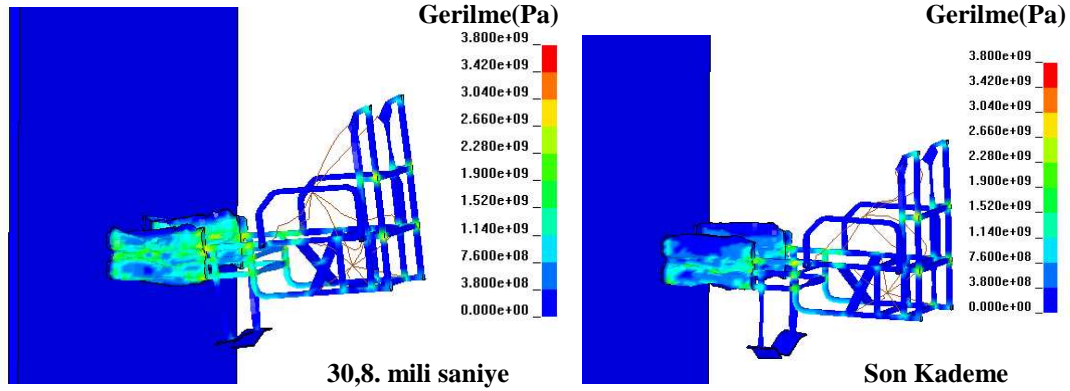
Aşağıdaki tabloda, tasarım modifikasyonunda karşılaştırılan UHM-Karbon-Fiber'in özellikleri verilmektedir.

Tablo 3.9. UHM-Karbon-Fiber'in özellikleri[82, 83, 85]

Yoğunluk ( $\rho$ )	1900 kg/m <sup>3</sup>
Elastisite modülü (E)	590GPa
Akma gerilmesi ( $\sigma_a$ )	3800MPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0.2

Kalınlığı 1.5mm olan sac sönmüleme elemanı, UHM-Karbon-Fiber malzemesi ile yapılan simülasyonlarda yaklaşık 276kN değerinde reaksiyon kuvveti ortaya çıkmıştır. Toplam yer-değiştirme miktarı, 190mm ile sandalyenin arka bölgesi olmaktadır. En büyük zorlanma değeri sadece sandalyenin ön kısmında meydana gelip değeri %0.0123 iken en büyük gerilme sandalyenin ön kısmında çarpma etkisi ile kırılan bölge olup, 3800MPa'dır. Dayanımı çok yüksek olan UHM-Karbon-Fiber ile meydana getirilmiş tekerlekli sandalye çok az deforme olmuştur (Şekil 3.24). Sandalye, deformasyon ve şekil değişimi bakımından rijit malzemelere yakın olduğundan ortaya çıkan çarpışma enerjisi sönmülenmeden direkt olarak kullanıcıya etkimektedir. Çarpışmadan sonra sandalye, geriye sekerek yoğun bir şekilde hareketine devam etmektedir.

Bundan dolayı kullanıcının, bu malzemenin kullanıldığı sandalyede sakatlanma riski büyük bir olasılıktır. Sandalyede oluşan gerilmeler yüksek olmasına rağmen malzemenin akma ve kopma noktaları çok yüksek olduğundan deformasyon miktarları diğer malzemelere göre az olmaktadır.



Şekil 3.24. 1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının UHM\_Karbon\_Fiber'e ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

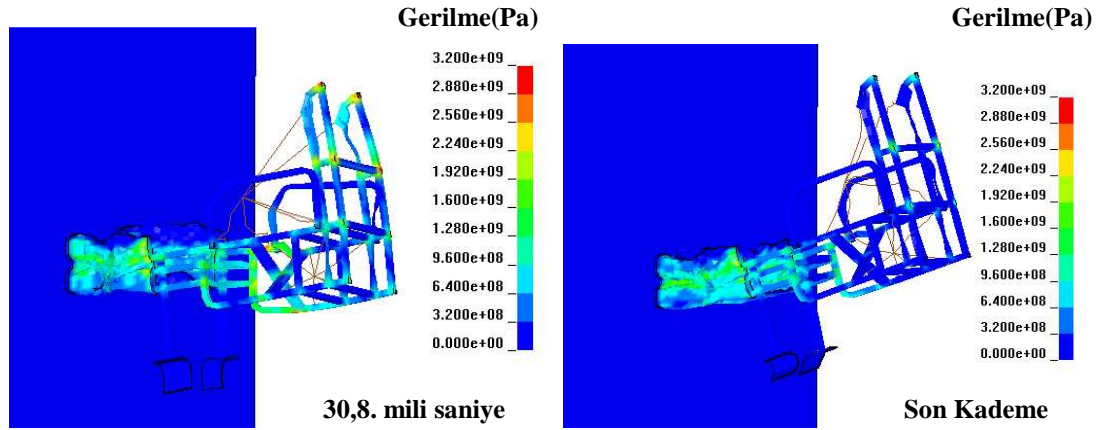
Aşağıdaki tabloda, tasarım modifikasyonunda karşılaştırılan SM-Karbon-Fiber' in özellikleri verilmektedir.

Tablo 3.10. SM-Karbon-Fiber'in özellikleri[82, 83, 85]

Yoğunluk ( $\rho$ )	1700 kg/m <sup>3</sup>
Elastisite modülü (E)	235GPa
Akma gerilmesi ( $\sigma_a$ )	3200MPa
Poisson oranı ( $\nu$ )	0.25

Kalınlığı 1.5mm olan sac sönümlenme elemanı, SM-Karbon-Fiber malzemesi ile yapılan simülasyonlarda yaklaşık 162kN' luk reaksiyon kuvveti meydana gelmiştir. Toplam yer-değiştirme, 269mm ile sandalyenin arka bölgesidir. En yüksek zorlanma değeri diğer karbon-fiber malzemeye benzer şekilde sandalyenin ön kısmındaki %0.00106, en yüksek gerilme, sandalyenin ayaklığında, 3719MPa' dır. UHM-Karbon-Fiber'e göre dayanımı %15.8 daha düşük olan SM-Karbon-Fiber sandalye malzemesi olarak kullanıldığında UHM-Karbon-Fiber'e benzer şekilde fazla deforme olmamaktadır.

Yalnız bazı bölgelerinde diğer karbon fibere göre hasarlar meydana gelmektedir (Şekil 3.25). Bu malzemenin uygulandığı sandalye de yüksek sönümleme yapmadan sıçrama meydana getirdiği için kişinin çarpışmadan etkilenme ihtimali yüksek olmaktadır.



Şekil 3.25. 1.5mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının SM\_Karbon\_Fiber'e ait 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

Tablo 3.11' de tekerlekli sandalyenin geliştirilen modelinde farklı beş malzeme için karşılaştırmalar görülmektedir.

Tablo 3.11. Tasarım modifikasyonunda kullanılan malzemelerin kıyaslanması

	Elastisite Modülü (GPa)	Akma Gerilmesi (MPa)	Maksimum Gerilme (MPa)	Maksimum Zorlanma (%)	Maksimum Reaksiyon Kuvveti (kN)	Toplam Yer-Değiştirme Miktarı (mm)
<b>A1010</b>	200	305	929	0.14	142	379
<b>Titanyum</b>	100	70	127	0.58	66.5	877
<b>Alüminyum</b>	76	145	283	0.32	65.7	621
<b>UHM-Karbon-Fiber</b>	590	3800	3800	0.0123	276	190
<b>SM-Karbon-Fiber</b>	235	3200	3719	0.00106	162	269



Malzemeler arasındaki zorlanma değerleri kıyaslandığında karbon-fiber malzemelerin %91 - %99' a kadar diğer malzemelere göre üstün olduğu görülmektedir. Buna bağlı olarak karbon-fiberlerin ortaya çıkan reaksiyon kuvvetleri %12 - %76 arasında diğer malzemelere göre daha yüksek olmaktadır. Yer değiştirmeler ise, %29 - %78 arasında diğer malzemelere göre daha az olmuştur. Karbon-fiberlerde ortaya çıkan maksimum gerilme değerleri çok yüksek görünmesine rağmen, bu malzemelerin akma ve kopma değerleri de çok yüksektir. Ortaya çıkan bu yüksek gerilme değerleri sadece ön temas ve bir iki bağlantı bölgesinde oluşmaktadır. Şekil 3.24 ve 3.25' den ve Tablo 3.11' den de anlaşılacağı gibi karbon-fiber sandalyeler az deformasyona uğramış; yalnız, rijit bir eleman gibi geriye doğru sıçrama fazına geçmiştirler. Buda kullanıcının çarpışma ile ortaya çıkan etkilerle direkt olarak karşılaşmasına neden olmuştur. Kullanıcının yaralanmaması için, sandalyenin kademeli olarak deformasyona uğrayıp kişiye gelecek etkileri azaltması gerekmektedir. Bundan dolayı, karbon-fiber malzemelerde analiz sonucunda ortaya çıkan değerlerin çok uygun olmasına rağmen kullanıcı açısından sağlıklı değildir.

A1010, titanyum ve alüminyum karşılaştırıldığında; titanyum, A1010' a göre %56.7, alüminyum, A1010' a göre ise %38.9 daha yüksek yer değiştirme miktarı gerçekleştirmiştir. Titanyum sandalye, A1010 sandalyeye göre %75.8 zorlanmaya maruz kalırken; alüminyum sandalye, A1010 sandalyeye göre %56.2 zorlanmıştır. Gerilme, zorlanma, yer-değiştirme ve oluşan kuvvetler bakımından; ortaya çıkan çarpışma etkilerinin sönmülenebilmesi için A1010 malzemesi en iyi sonuçları vermektedir.

Farklı malzemelerin kıyaslandığı son sandalye tasarımı için en önemli değerlendirme: sandalyenin şekil bakımından uygun bir biçimde çarpışma sürecini tamamlamasıdır. Oluşan gerilmelerin, kuvvetlerin ve zorlanmaların etkisi olsa da; ANSI/RESNA standartlarına göre, kullanıcının sürecin sonucunda oturur bir şekilde sandalye üzerinde kalabilmesidir. Gerilmeler, zorlanmalar vb. değerlendirmeler yardımıyla ortaya çıkan sonuç ile en önemli kıstas olan: “görsel olarak kullanıcının çarpışma sürecinde sandalye üzerinde kalabilmesi” ilkesi, benzer şekilde A1010 malzemesi için en uygun sonuçları vermektedir (Şekil 3.21).

Elde edilen son tasarımda, elektrik motoru ile çalışan tekerlekli sandalyenin direkt olarak önden çarpışma koşullarında, A1010 malzemeli ve 1.5mm et kalınlığı olan sönümleme sacı montajlanmış tekerlekli sandalye için, sürücü emniyeti sağlanmış ve güvenlik yeterli düzeye ulaştırılmıştır.

### **3.2.4.3. ANSI/RESNA standartlarında, geliştirilen sandalyenin kızaklı önden çarpışma simülasyonu**

ANSI/RESNA standartlarına uygun şekilde önden çarpışma testleri kızaklı olarak yapılmaktadır (Bakınız Şekil 1.36, 2.14). Kızaklı testlerin maliyetlerinin yüksek oluşundan dolayı ticari markaların büyük çoğunluğu bu testleri yapmamaktadırlar. Literatürde yapılan kızaklı önden çarpışma testlerinde çıkan sonuçlara göre meydana gelen fazla yüklere ve gerilmelere dayanabilecek donanımlar yetersiz kalmaktadır[35].

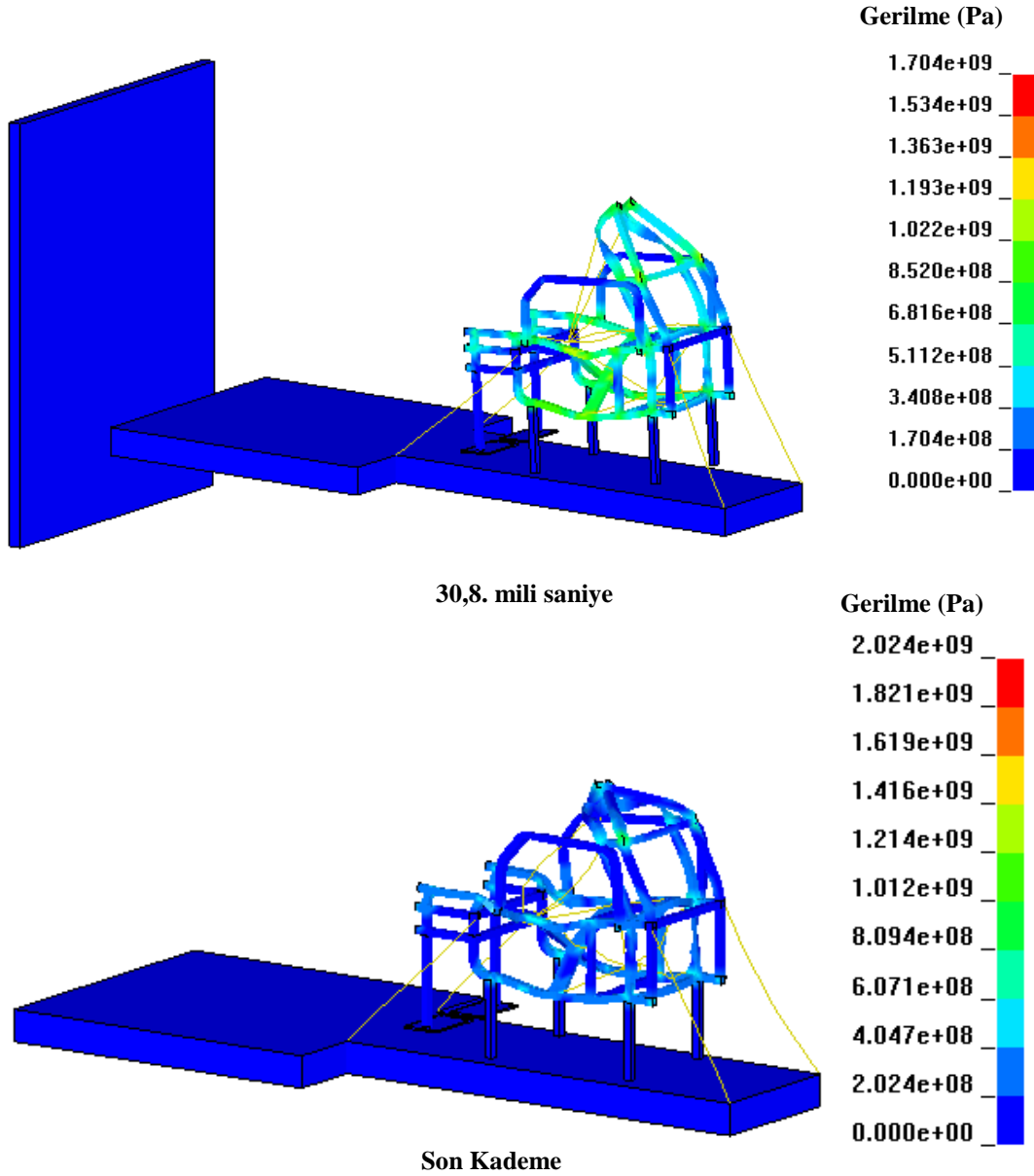
ANSI/RESNA standartlarının karşılanması bakımından; tasarım modifikasyonları ve malzeme değerlendirmeleri sonucunda tespit edilen A1010 malzemesiyle yapılmış ve desteklenerek yapısı değiştirilmiş tekerlekli sandalye modeli 13.4m/s ile gerçekleştirilen kızaklı önden çarpışma testine tabi tutulmuştur. Bu simülasyonda, tekerlekli sandalye rijit bir kızığa, güçlendirilmiş polimerden imal edilen ve emniyet kemerine benzer özellikler gösteren ve deformasyona uğramadığı kabul edilen kayışlar yardımıyla bağlanmaktadır. Kızak mekanizması sabit hızda hareket ederek duvara çarpmaktadır. Duvara çarpma ihtimali bulunmayan ve kızığa bağlanmış

tekerlekli sandalye çarpışmanın etkisiyle ileri ve geri doğru güçlü bir biçimde salınım yapmaktadır.

Direkt önden çarpışma testlerinde uygun sonuçlar veren A1010 malzemeli tekerlekli sandalye modeli, sönümleme kabiliyeti açısından yeterli miktarda deformasyona uğrayabilme özelliğine sahiptir. Kızaklı testlerde çok daha farklı yükleme durumları ortaya çıktığından bu testlerde kullanılacak tekerlekli sandalyelerin daha rijit bir yapıya sahip olabilmeleri gerekmektedir.

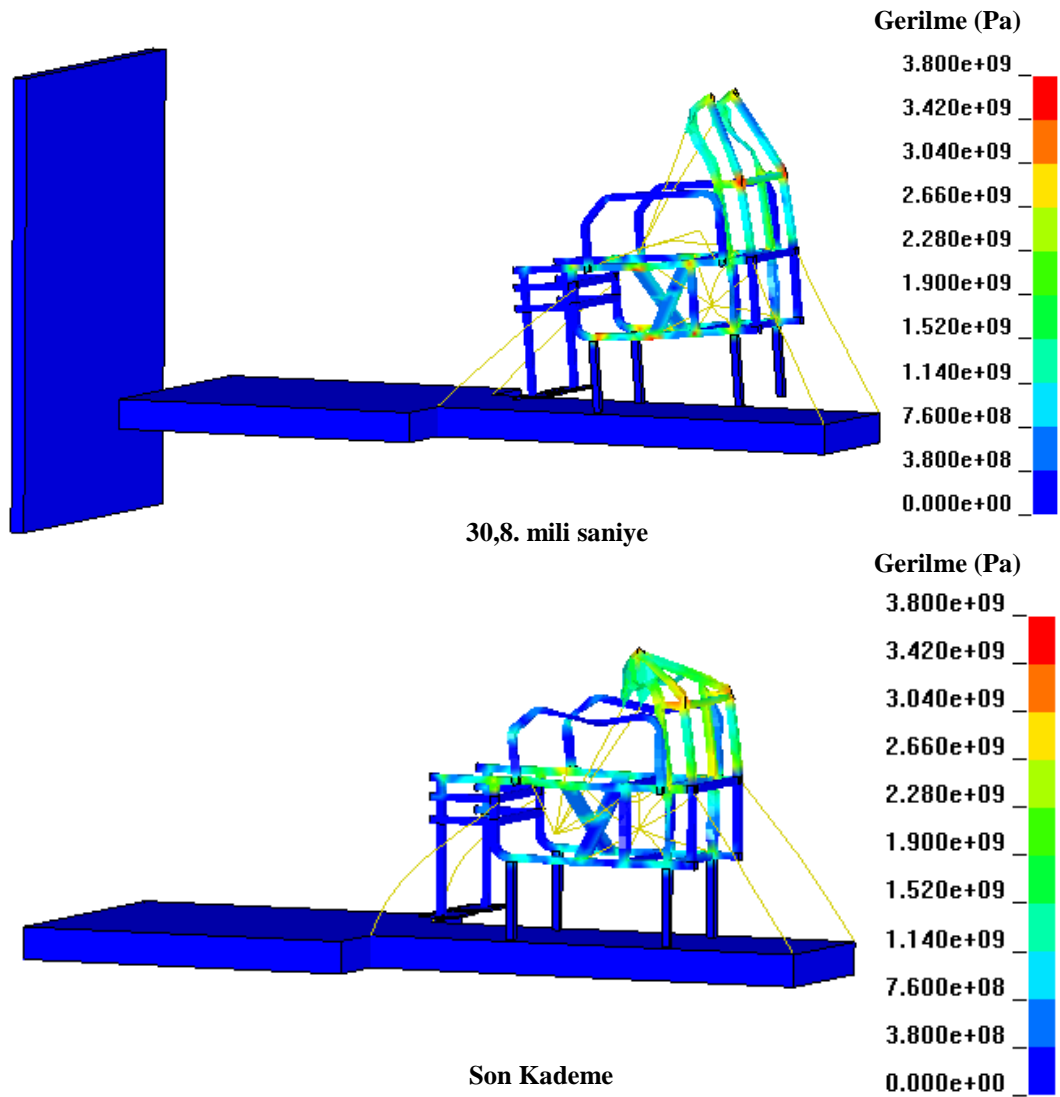
A1010 malzemeli tekerli sandalyenin kızaklı önden çarpışma testinde sandalyenin duvara çarpmasıyla kızağa bağlantı olarak kullanılan kayışlar sandalyeyi tutarak öne gitmesine ani olarak engel olmuş, böylece kişi ağırlığı tamamen emniyet kemeri omuz bağlantı bölgelerine ve oturağın bulunduğu orta bölgeye gelmiştir(Şekil 3.26). Sonlu eleman modelinde kişi modeli sadece ağırlık merkezinden kütle uygulamasıyla gerçekleştirildiğinden tam manası ile bir insan davranışı doğal olarak gözlenememektedir. Bu durumda kişinin ağırlık merkezindeki noktasal kütle insana benzemeyen bir biçimde serbest olarak hareket edebilmektedir. Noktasal kütle, insan gövdesinin dizlerine çarpacağı süreci gerçekleştiremeden çok aşağı bölgelere inmiş ve gerçekte oluşamayacak şekilde kişinin ağırlık merkezini çok aşağılara çekmiştir. Yanlış bir şekilde aşağı inen kişinin ağırlık merkezi, gerçekte oluşmayacak şekilde emniyet kemeri omuz bağlantı bölgelerini ve sandalye orta bölgelerini olabirliğinden fazla şekilde büküştür. Bu olağan dışı duruma rağmen A1010 malzemeli sandalyenin kızaklı önden çarpışma testinde görsel şartları fazla olmasa da yerine getirebildiği gözlemlenmektedir. Fakat ortaya çıkan gerilmeler oturak bölgesinde 850MPa civarında olup A1010 malzemesi için sıkıntı teşkil etmektedir. Literatürdeki yapılan testlerde ortaya çıkan bu büyük yüklerden bahsedilmekte ve uygun değerlerin elde edilemediği belirtilmektedir. Yapılan simülasyon sonucunda ise benzer özellikler tespit edilmiştir[35].

Gerçekte olabilecek durum göz önüne alındığında bu malzeme ile geliştirilmiş sandalyenin daha iyi sonuçlar verebileceği anlaşılmaktadır. Bu öngörülere rağmen A1010 malzemesinin tam manasıyla iyi bir sonuç verdiği ifade edilemez. Bundan dolayı A1010 malzemeli sandalye modeli, yeterli şartları, literatürde belirtildiği gibi sağlayamamaktadır denilebilir[35].



Şekil 3.26. A1010'a ait kızaklı önden çarpışma test sürecinde, 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

Farklı bir ihtimali göz önünde bulundurmak için daha dayanıklı bir malzeme ile kızaklı önden çarpışma simülasyonunun tekrarlanması uygun olacaktır. Direkt önden çarpışma testlerinde, yeterli deformasyonu göstermeden rijit bir eleman gibi sıçrama fazına geçen ve dayanım bakımından üstün özelliklere sahip olan UHM-Karbon-Fiber malzemeli tekerlekli sandalye modeli A1010 malzemeli sandalyeye göre daha dayanıklı olacağı düşünülerek bu malzeme ile kızaklı önden çarpışma testi yapılması daha uygun olacaktır. Aşağıda UHM-Karbon-Fiber malzemeli tekerlekli sandalye modelinin kızaklı önden çarpışma test sonuçları görülmektedir (Şekil 3.27).



Şekil 3.27. UHM-Karbon-Fiber'e ait kızaklı önden çarpışma test sürecinde, 30.8inci mili saniyedeki ve son kademedeki durum için analiz sonucunda oluşan gerilme dağılımları

UHM-Karbon-Fiber malzemeli tekerlekli sandalye modelinin kızaklı önden çarpışma simülasyonunda Şekil 3.27'den de anlaşılacağı üzere A1010 malzemesine göre daha iyi sonuçlar alınmıştır. Bununla birlikte çok büyük farklar meydana gelmemiştir. A1010 malzemesinde akma değeri 305MPa olmasına rağmen ortalama değer 850MPa civarındadır. Karbon-Fiber malzemede ise ortaya çıkan sıkıntılı 2700MPa değeri, akma değeri olan 3800MPa'a göre çok daha düşüktür. İki malzemede de sandalyelerin yan bölgeleri ve sırtlık bölgelerinde oluşan zorlanmalar yüksektir. Sandalye yan bölgesinde A1010 için, %0.194, Karbon\_fiber için %0.02021; sandalye sırtlık bölgesinde ise, A1010 için, %0.45, Karbon\_fiber için %0.35 olmaktadır. Sadece bir iki küçük bölgede karbon fiber malzemenin zorlanma değeri A1010 malzemesinin zorlanma değerini aşmaktadır. A1010 malzemeli tekerlekli sandalyenin sonucundan farklı olan kısım,: UHM-Karbon-Fiber malzemeli tekerlekli sandalyenin orta kısmında A1010'a göre gözle görülebilir oranda daha az hasar oluşmaktadır. Omuz kemeri bağlantı bölgesinde genel olarak daha az şekil değiştirmektedir.

Bu değerlendirmenin dışında fiyat bakımından kıyaslama yapılacak olursa A1010 çelik malzemenin fiyatı herhangi bir karbon-fibere göre en az %100 oranında fark edebilmektedir. Bu oran karbon-fiberin kalitesine artmaktadır. Buna ilave olarak çelik malzemedan üretilecek sandalyede standart olarak alınacak boruların bükülerek kaynaklanması ile süreç tamamlanmaktadır. Metrekare olarak piyasada bulunan karbon-fiber bezler katmanlar halinde üst üste yapıştırılarak vakumlu ortama alınmalı; belli sıcaklık ve basınç altında uzun süre bekletilerek istenilen forma ulaşması beklenmelidir.

Ayrıca karbon-fiber malzemenin farklı parçalarla birleştirilme işlemi çeliğe göre daha sıkıntılıdır. Özel ve sıra ile hazırlanan parçalara da aynı vakum, sıcaklık ve basınç işlemleri uygulanmalıdır. Böylece işçilik ve harcanan süre daha uzun olacak; maliyeti zaten yüksek olan karbon-fiber malzeme ile üretilecek tekerlekli sandalyenin ekonomik değeri A1010 malzemeli sandalyeye göre yaklaşık olarak %300 artacaktır.

Tüm bu değerlendirmeler neticesinde, analizde meydana gelen az farklarda göz önünde bulundurularak A1010 malzemesiyle geliştirilen sandalye tasarım modifikasyonu direkt önden çarpışma simülasyonunda ve kızaklı önden çarpışma simülasyonunda en uygun model olarak tespit edilmiştir.

## **BÖLÜM 4. SONUÇLAR**

### **4.1. Sonuçlar**

Sandalye ve kullanıcı ağırlıklarının Sandalye\_4 ve 5 için, sandalye ve kullanıcı ağırlık merkezlerinden noktasal olarak ilave edilmesiyle yapılan analizlerin sonucunda sandalye\_4 en uygun model olarak tespit edilmiştir.

Geliştirme süreci için tespit edilen Sandalye\_4' ün ilk kademesinde, kullanıcının direkt çarpışmadan zarar görmesini engellemek amacıyla sandalyenin ön kısmına çarpışma etkilerini sönmölemek için "U" şeklinde meydana getirilmiş kare profiller içerisine kauçuk takozlar konmuştur. Bu takozlar gerekli sönmölemeyi yapamadan deforme olmuş, çarpışma sürecini etkileyerek sandalyenin ve özellikle kullanıcının daha fazla hasar görmesine neden olmuştur.

Bir sonraki süreçte "W" şeklinde form verilmiş sac levhalar kullanılarak etkiler azaltılmaya çalışılmıştır. Kullanıcı ağırlık merkezinin yüksekliğinden dolayı, sandalyenin dönme etkisi fazla olduğundan, sandalye ve kullanıcı az bir sönmölemenin ardından dönerek ciddi hasar ve yaralanmalar meydana gelmiştir. Bu süreçte sırtlık bölgesindeki dikmeler yetersiz kalarak alınan hasarda önemli bir paya sahip olmuşlardır.

Deformasyon miktarı yüksek olan sırtlık dikmelerine ve şasinin orta bölgelerine destek profiller ilave edilerek çarpışma analiz süreci tekrar edilmiştir. Bunun sonucunda iyileşme görülse de yeterli miktarda dayanım sağlanamamıştır.



Son tasarım modifikasyonunda ise ağırlık merkezini dengelemek ve dönme eğilimini azaltmak adına “W” şeklindeki sac sönümleme profili olabildiğince yükseltilmiştir. Bu şekilde elde edilen sonuçlar yeterli olmakla birlikte, dönme eğilimi tam olarak çözümlenememiştir. Bunun için ağırlık dengelemesine veya dönme eğilimini azaltacak aparatlara ihtiyaç vardır.

A1010 malzemesi için başlangıçtan itibaren geliştirilen son tasarım modifikasyonu, titanyum, alüminyum, UHM-Karbon-Fiber ve SM-Karbon-Fiber gibi farklı malzemelerle tekrar simüle edilmiştir. Alüminyum ve titanyum fazla deforme olarak gerekli dayanımı gösteremezken, karbon-fiber türleri az hasar görerek uygun sonuçlar vermiştir. Yalnız sönümleme ve az yaralanma için yeterli sönümlemeyi gerçekleştirmeden rijit bir davranış göstererek şasilerin az; fakat kullanıcının çok hasar görmesine neden olmuşlardır.

Tüm geliştirme süreci boyunca analiz sonuçlarından ve fiyat karşılaştırmalarından sonra, tekerlekli sandalyelerin direkt olarak önden çarpışmaları için yapılan tasarım modifikasyonuna, A1010 çeliği en uygun malzeme olarak seçilmiştir.

ANSI/RESNA çarpışma standartlarına uygunluk açısından yapılan kızaklı testlerde A1010 malzemesi ile geliştirilen son model ve en dayanıklı malzeme olan UHM-Karbon-Fiberli sandalyeler kıyaslanmıştır. Kıyas sonucunda büyük farklılıklar oluşmasa da; A1010 malzemeli sandalye, simülasyonun tam manası ile gerçeği yansıtamamasından dolayı, tam istenilen özellikleri sağlayamamıştır. Fakat, görsel değerlendirme açısından yeterli şartlara yakındır. UHM-Karbon-Fiberli sandalye ise A1010 malzemeli sandalyeye göre daha iyi sonuçlar vermektedir. Yalnız üretimdeki zorluklar ve yüksek maliyet farkından dolayı: direkt ve kızaklı önden çarpışma testlerinde A1010 malzemesi ile geliştirilen tekerlekli sandalye modeli en uygun sandalye tasarımı olarak tespit edilmiştir.

Tasarım modifikasyonunda ve yapılan çarpışma simülasyonlarında, bilgisayarlı sistemlerin yardımıyla çok daha düşük maliyete ve gerçeğe uygun sonuçlara ulaşmanın mümkün olduğu tespit edilmiştir.

## **BÖLÜM 5. ÖNERİLER**

### **5.1. Öneriler**

1. Bu geliştirilmiş tekerlekli sandalye önünde çarpışma etkilerini sönümleme için kullanılan “W” şeklindeki sac, engelli kişilerin kolay kullanabilmesi için menteşeli olarak dışa katlanabilir bir şekildeki tasarımın incelenmesi. Veya bu ünitenin sökülür, takılır biçimde kızıklı olarak sandalye önüne geçici olarak takılabilesinin tespit edilmesi.
2. Kullanılan sac sönümleme sistemi yerine hidrolik şok ve darbe emici özel aparatlar kullanımının incelenmesi.
3. Çarpışma sürecini engellemeye yönelik otomobillerde kullanılan kilitlenmeyen fren (abs) sistemi veya çarpışma esnasında yaralanma riskini azaltacak hava yastığı teknolojilerinin uygulanması.
4. Önden çarpışma koşullarında devrilme etkisini azaltmak için ağırlık dengeleyici sistemlerin veya aparatların geliştirilmesi.

## KAYNAKLAR

- [1] COOPER, R.A., Engineering Manual and Electric Powered Wheelchairs, Critical Reviews in Biomedical Engineering, Vol. 27(1&2), 1999, pp. 27-73.
- [2] ANDREW, J.R., Analysis of The ANSI/RESNA Wheelchair Standards: A Comparison Study of Five Different Types of Electric Powered Wheelchairs, Thesis from University of Pittsburgh, Faculty of Bioengineering, 2002.
- [3] COOPER, R.A., BONINGER, M.L., RENTSCHLER, A., Evaluation of Selected Ultra Light Manual Wheelchairs Using ANSI/RESNA Standards, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 80, April 1999, pp. 462-467.
- [4] FIELD, D., Powered Mobility: A Literature Review Illustrating the Importance of a Multifaceted Approach, Assistive Technology, Vol. 11, No. 1 (1999), pp. 20-32.
- [5] ADA Standards for Accessible Design (Department of Justice, Code of Federal Regulations), July, 1994.
- [6] MITAL, A., Determination of Gross Weight Limit for Foldaway Powered Wheelchairs Through Isometric and Psychophysical Strength Simulations, Ergonomics, Vol. 37, No. 9, 1994.
- [7] COOPER, R.A., MACLEISH, M., Racing Wheelchair Roll Stability While Turning: a Simple Model, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 29, 1992, pp.23-30.
- [8] KIRBY, R.L., ASHTON, B.D., ACKROYD-STOLARZ, S.A., MACLEOD, D.A., Adding Loads to Occupied Wheelchairs: Effect on Static Rear and Forward Stability, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 77, February 1996, pp. 183-186.
- [9] MAJAESS, G.C., KIRBY, R.L., ACKROYD-STOLARZ, S.A., CHARLEBOIS, P.B., Influence of Seat Position on the Static and Dynamic Forward and Rear Stability of Occupied Wheelchairs, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 74, September 1993, pp. 977-982.
- [10] BARNICLE, K., The ANSI/RESNA Wheelchair Standards: Sample Evaluation and Guide to Interpreting Test Data for Prescribing Power Wheelchairs, Health Devices, Vol. 22, No. 10 (October 1993), pp. 432-482.

- [11] AMERICAN NATIONAL STANDARD FOR WHEELCHAIRS, Requirements and Test Methods for Wheelchairs (including scooters), - Volumes 1,2 : (Arlington, Virginia, RESNA Press,1998).
- [12] COOPER, R.A., DVORZNAK, M.J., O'CONNOR, T.J., BONINGER, M.L., JONES, D.K., Braking Electric-Powered Wheelchairs: Effect of Braking Method, Seatbelt, and Legrests, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 79, October 1998, pp. 1244-49.
- [13] SOSNER, J., FAST, A., BEGEMAN, P., SHEU, R., KAHAN, B., Forces, Moments, and Accelerations Acting on an Unrestrained Dummy During Simulations of Three Wheelchair Accidents, American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 76, 1997, pp. 304-310.
- [14] FAST, A., SOSNER, J., BEGEMAN, P., THOMAS, M., DRUKMAN, D., Forces, Moments, and Accelerations Acting on a Restrained Dummy During Simulation of Three Possible Accidents Involving a Wheelchair Negotiating a Curb, American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 76, 1997, pp. 370-377.
- [15] THOMAS, A.C., A Video- Based Analysis of Tips and Falls During Electric Powered Wheelchair Driving, Proceedings of the RESNA 2001 Annual Conference, Reno, June 22-26, 2001, (RESNA Press, 2001), pp. 364-366.
- [16] FITZGERALD, S.G., COOPER, R.A., BONINGER, M.L., RENTSCHLER, A.J., Comparison of Fatigue Life for Three Types of Manual Wheelchairs, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 82, October 2001, pp. 1484-1488.
- [17] COOPER, R.A., ROBERTSON, R.N., LAWRENCE, B., HEIL, T., ALBRIGHT, S.J., VANSICKLE, D.P., GONZALEZ, J., Life-Cycle Analysis of Depot versus Rehabilitation Manual Wheelchairs, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 33, No. 1 (February 1996), pp. 45-55.
- [18] Motors and Drive Trains, Proceedings for the Stakeholder Forum on Wheeled Mobility, Pittsburgh, 25-26, 1999, pp. 53-70.
- [19] COOPER, R.A., GONZALEZ, J., LAWRENCE, B., RENTSCHLER, A., BONINGER, M.L., VANSICKLE, D.P., Performance of Selected Lightweight Wheelchairs on ANSI/RESNA Tests, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 78, October 1997, pp. 1138-1144.
- [20] VANSICKLE, D.P., COOPER, R.A., BONINGER, M.L., Road Loads Acting on Manual Wheelchairs, IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering, Vol. 8, No. 3 (September 2000), pp. 371-384.
- [21] Materials and Components, Proceedings for the Stakeholder Forum on Wheeled Mobility, Pittsburgh, 25-26, 1999, pp. 71-81.

- [22] Modern Marvels-The Secret Life of the Crash Test Dummy, History Channel.
- [23] Modern Marvels-Car Crashes, History Channel.
- [24] NHTSA(The National Highway Traffic Safety Administration), web sitesi (<http://www.nhtsa.dot.gov>), 01/01/2008.
- [25] Euro NCAP, web sitesi (<http://www.euroncap.com/home.aspx>), 01/05/2008.
- [26] Wikipedia, web sitesi ([http://en.wikipedia.org/wiki/Crash\\_test](http://en.wikipedia.org/wiki/Crash_test)), 01/05/2008.
- [27] Volvo çarpışma test merkezi (The Volvo Crash Testing Center, web sitesi ([http://www.driveandstayalive.com/info%20section/crash%20testing/crash-testing-centers\\_volvo.htm](http://www.driveandstayalive.com/info%20section/crash%20testing/crash-testing-centers_volvo.htm)), 01/05/2008.
- [28] BERTOCCI, G., SZOBOTA, S., HA, D., ROOSMALEN, L.V., Development of Frontal Impact Crashworthy Wheelchair Seating Design Criteria Using Computer Simulation, MS University of Pittsburgh, Department of Rehabilitation Science and Technology, Pittsburgh, PA 15260.
- [29] KAFOLLA, J., ROGER, W.H., NORMAN, D.P., MCGREGOR, I.J., “Forming to Crash” Simulation in Full Vehicle Models, 4<sup>th</sup> European LS-DYNA Users Conference, Metal forming II.
- [30] BERTOCCI, G., HA, D., DEEMER, E., KARG, P., Evaluation of Wheelchair Seating System Crashworthiness: “Drop Hook”-Type Seat Attachment Hardware, Arch Phys Med Rehabil Vol 82, April 2001, Prosthetics/Orthotics/Devices.
- [31] DOLAN, M., OILAR, J., How Seat Design Characteristics Affect Impact Injury Criteria, SAE Paper No. 860638, 1986.
- [32] AIBE, T., WATANABE, K., OKAMOTO, T., NAKAMORI, T., Influence of Occupant Seating Posture and Size on Head And Chest Injuries in Frontal Collision, SAE Paper No. 826032, 1982.
- [33] VIANO, D., Influence of Seat Back Angle on Occupant Dynamics in Simulated Rear-End Impacts, SAE Paper No. 922521, 1992.
- [34] ADOMEIT, D., Seat Design- a Significant Factor for Safety Belt Effectiveness, SAE Paper No. 791004, 1979.
- [35] BERTOCCI, G., MANARY, M., HA, D., Wheelchairs Used as Motor Vehicle Seats: Seat Loading in Frontal Impact Sled Testing, Medical Engineering & Physics 23 (2001) 679–685.
- [36] VERLINDEN, P., Frontal Car to Car Collisions (calculating force levels using real life data), ( final report), December '05 – March '06. Chalmers University of Technology Department of Applied Mechanics.

- [37] BERTOCCI, G., HOBSON, D.A., DIGGES, K.H., Development of Transportable Wheelchair Design Criteria Using Computer Crash Simulation, IEE Transactions on Rehabilitation Engineering, Vol. 4, No. 3 (1996), pp. 171-181.
- [38] GU, J., ROY, P., Optimization of The Wheelchair Tiedown and Occupant Restraint System, 1996.
- [39] SHAW, G., Seating Insert Evaluation Sled Testing, ANSI/RESNA SOWHAT, University of Virginia Auto Safety Lab, 1996.
- [40] WARNER, C., STOTHER, C., JAMES, M., DECKER, R., Occupant Protection in Rear End Collisions: The Role of Seat Back Deformation in Injury Reduction, SAE; SAE Paper No. 912914, 1991.
- [41] WAINWRIGHT, J., VERELLEN, L., GLANCE, P., Integrated Restraint Seat with Composite Frame, SAE; SAE Paper No. 940218, 1994.
- [42] STROTHER, C., JAMES, M., Evaluation of Seat Back Strength and Seat Belt Effectiveness in Rear Impact, SAE; SAE Paper No. 872214, 1987.
- [43] NHTSA, Preliminary Assessment of NASS CDS Data Related to Rearward Seat Collapse and Occupant Injury, NHTSA, Docket No. 89-20, June 1997.
- [44] DIGGES, K., MORRIS, J., Upgrading Seating--Patents, Literature Search and Accident Analysis, NHTSADocket No. 89-20-No. 3, September 1992.
- [45] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. Wheelchair Tiedowns and Occupant Restraint Systems, SAE J2249: 1996.
- [46] Wheelchairs Used as Seats in Motor Vehicles, ANSI/RESNA; WC-19, American National Standards Institute (ANSI)/Rehabilitation Engineering Society of North America (RESNA). WC-19 December 1999.
- [47] NHTSA. FMVSS 208, Occupant Crash Protection, Vol. 49 CFR 571.208. 1993.
- [48] NHTSA. FMVSS 207, Seating Systems, Vol. 49 CFR 571.207. 1993.
- [49] BERTOCCI, G., DIGGES, K., HOBSON, D., Development of Transportable Wheelchair Design Criteria Using Computer Crash Simulation, IEEE Trans Rehabil Eng 1996;4(3):171-81.
- [50] BERTOCCI, G., SZOBOTA, S., DIGGES, K., HOBSON, D., Computer Simulation and Sled Test Validation of a Powerbase Wheelchair and Occupant Subjected to Frontal Crash Conditions,. IEEE Trans Rehabil Eng 1999;7(2)234-44.

- [51] ROOSMALEN, L., BERTOCCI, G., HA, D., KARG, P., SZOBOTA, S., Proposed test method and evaluation of wheelchair seating system crashworthiness, *J. Rehabil Res Dev* 2000; 37(5), 543-53.
- [52] HA, D., BERTOCCI, G., DEEMER, E., ROOSMALEN, L., KARG, P., Evaluation of Wheelchair Seating System Crashworthiness: Combination Wheelchair Seat Back Surfaces and Attachment Hardware, *J. Rehabil Res Dev* 2000; 37(5), 555-63.
- [53] ROOSMALEN, L., BERTOCCI, G., HA, D., KARG, P., Wheelchair Integrated Occupant Restraints: Feasibility in Frontal Impact, *Medical Engineering & Physics* 23 (2001) 687–698.
- [54] Wheelchairs Used as Seats in Motor Vehicles, ANSI/RESNA. Arlington, VA: RESNA, 2000.
- [55] Wheelchair Tiedowns and Occupant Restraints in Motor Vehicles, ISO 10542. International Standards Organization (ISO); 1997.
- [56] SAE, Wheelchair Tiedowns And Occupant Restraints (WTORS) for Use in Motor Vehicles, SAE J2249, 1996.
- [57] BERTOCCI, G., DIGGES, K., HOBSON, DA, Shoulder Belt Anchor Location Influences on Wheelchair Occupant Crash Protection, *J. Rehab Res Dev* 1996;33(3):279–89.
- [58] HABERL, J., RITZL, F., EICHINGER, S., The Effect of Fully Seat-Integrated Front Seat Belt Systems on Vehicle Occupants in Frontal Crashes, In: *ESV Conference; Goteborg. Munich, Germany: Bayerische Motoren Werke AG, Vehicle Safety*, 1989.
- [59] CREMER, HP., *Seat Integrated Safety Belt*, SAE, 1983.
- [60] LYNCH, T., *Integrated Seat Adds Safety, Design Convenience*, *Design News* 1995;43(Oct).
- [61] RUTER, G., HONTSCHIK, H., Protection of Occupants of Commercial Vehicles by Integrated Seat/Belt Systems, In: *23rd Stapp Car Crash Conference; San Diego (CA, USA). Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, Inc*, 1979.
- [62] BERTOCCI, G.E., EVANS, J., Injury Risk Assessment of Wheelchair Occupant Restraint Systems in a Frontal Crash: A Case For Integrated Restraints, *J Rehab Res Dev* 2000;37(5):573–89.
- [63] Department of Transportation. Lab procedures for FMVSS 207; seating systems. Washington, DC: NHTSA, 1981.

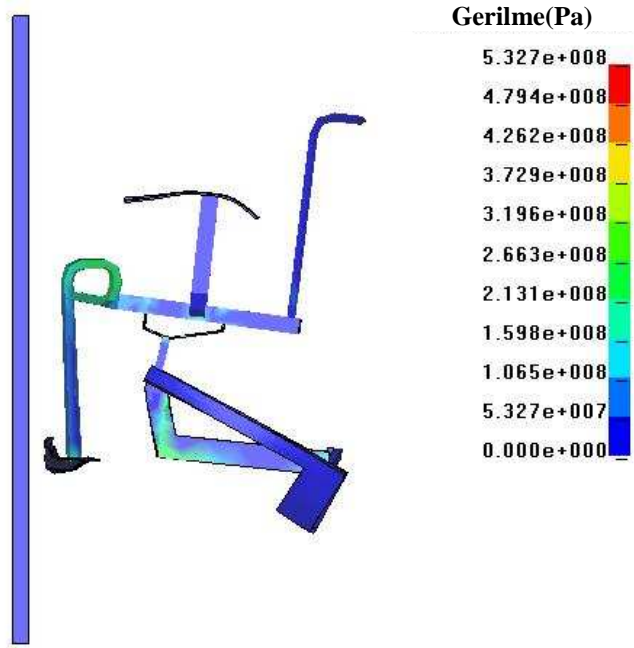
- [64] VAN ROOSMALEN, L., An Evaluation of Wheelchair Seating System Crashworthiness Using Federal Motor Vehicle Safety Standard 207 Testing, In: RESNA Annual Conference; Long Beach (CA, USA). RESNA Press, 1999.
- [65] VAN ROOSMALEN, L., BERTOCCI, G.E., Adaptation of Integrated Restraint Technology for Use in Wheelchair Transportation, In: IEEE EMBS; Atlanta (GA, USA), 1999.
- [66] Department of Transportation (DOT). Laboratory procedure for FMVSS 210: seat belt assembly anchorages. Washington, DC: DOT, 1982.
- [67] NHTSA-GM. General Motors submission USG 2284, app. E; 1983.
- [68] BERTOCCI, G.E., DIGGES, K., HOBSON, D.A., Development of a Wheelchair Occupant Injury Risk Assessment Method and Its Application in The Investigation of Wheelchair Securement Point Influence on Frontal Crash Safety, IEEE Trans Rehab Eng, 1999;7(4).
- [69] İYİBİLGİN, O., Bilgisayar Destekli Yüksek Hızlarda Çarpma Analizi, Doktora Tez Çalışması, Ekim 2004.
- [70] TOPÇU, M., TAŞGETİREN, S., Sonlu Elemanlar Ders Notları, Pamukkale Üniversitesi Makine Müh. Böl. , 2008.
- [71] LIU, Y., Introduction to Finite Element Method - I & II Lecture Notes Winter & Spring Quarters, University of Cincinnati, 1998.
- [72] KURTAY, T., Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş Ders Notu, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, 1980.
- [73] MOAVENI, S., Finite Element Analysis Theory and Application with ANSYS, Minnesota State University, Mankato, Prentice Hall, 1999.
- [74] NELSON, J.K., Matrix and Finite Analysis of Structures Lecture Notes Clemson University Graduate Engineering.
- [75] TIMOSHENKO, S., GOODIER, J.N., Theory of Elasticity McGrawHill Book Company, Inc, 1951.
- [76] Release 11.0 Documentation for ANSYS.
- [77] LSPOST, A New Post Processor for LSDYNA, Livermore Software Technology Corporation, May 1999.
- [78] HALLQUIST, J.O., LS-DYNA Theoretical Manual, 05/1998.
- [79] Explicit Dynamics with ANSYS/LS-DYNA, Training Manual for Release 5.6, 10/01/2000.



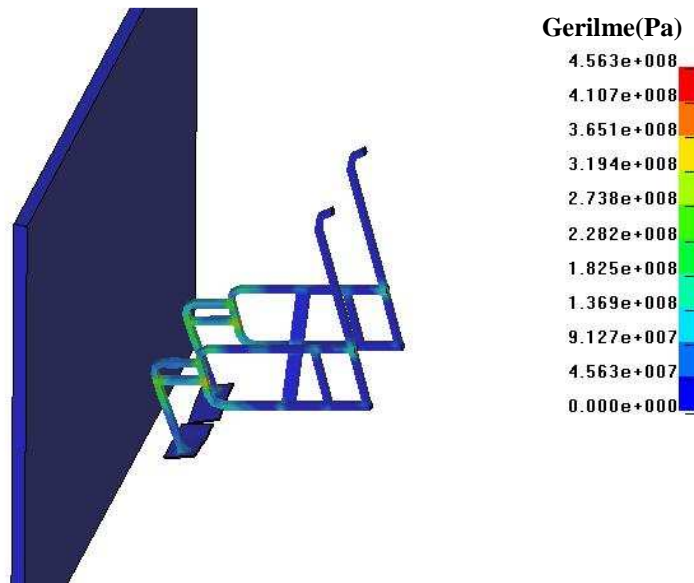
- [80] KIRLI, O., YILDIZ, H., Sonlu Elemanlar Metodunun Derin Çekme İşleminde Kullanılması Metal Makina, sayı 173, 03/2004.
- [81] YILMAZÇOBAN, İ.K., METE, O.H., The Influence of Forming Process of Sheet Metals on the Energy Absorption in Wheelchair under Impact Loading, 5<sup>th</sup> International Conference and Exhibition on Design and Production of Machines and Dies/Molds, 18-21/06/2009; p: 321-325.
- [82] ASM Handbook, Volume 20, Materials Selection and Design, 1997.
- [83] Matweb web sitesi (<http://www.matweb.com>), 01/20/2008.
- [84] Pam Crash Help Documentetation.
- [85] KUTZ, M., Handbook of Materials Selection, John Wiley& Sons, Inc., 2002.
- [86] SONG, J., XIA, Y., 3-D Dynamic Elastic–Plastic FEA for Rotating Disk Indirectbar–Bar Tensile Impact Apparatus: Numerical Analysis for The Generation of Mechanically-Filtered Incident Stress Pulses, International Journal of Impact Engineering, 32 (2006) 1313–1338.
- [87] ZAOUK, A.K., MARZOUGUI, D., Development and Validation of a US Side Impact Moveable Deformable Barrier FE Model, FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center, The George Washington University.
- [88] DELETOMBE, E., DELSART, D., KOHLGRÜBER, D., JOHNSON, A.F., Improvement of Numerical Methods for Crash Analysis in Future Composite Aircraft Design, Aerosp. Sci. Technol., 4 (2000) 189–199.
- [89] WOOD, P.K.C., SCHLEY, C.A., KENNY, S., DUTTON, T., BLOOMFIELD, M., BARDENHEIER, R., SMITH, J.R.D., Validating Performance of Automotive Materials at High Strain Rate for Improved Crash Design, 9<sup>th</sup> International LS-DYNA Users Conference, 16/ 21-30.
- [90] KIRKPATRICK, S.W., Development and Validation of High Fidelity Vehicle Crash Simulation Models, SAE 2000 World Congress Detroit, Michigan March 6-9, 2000.

## EKLER

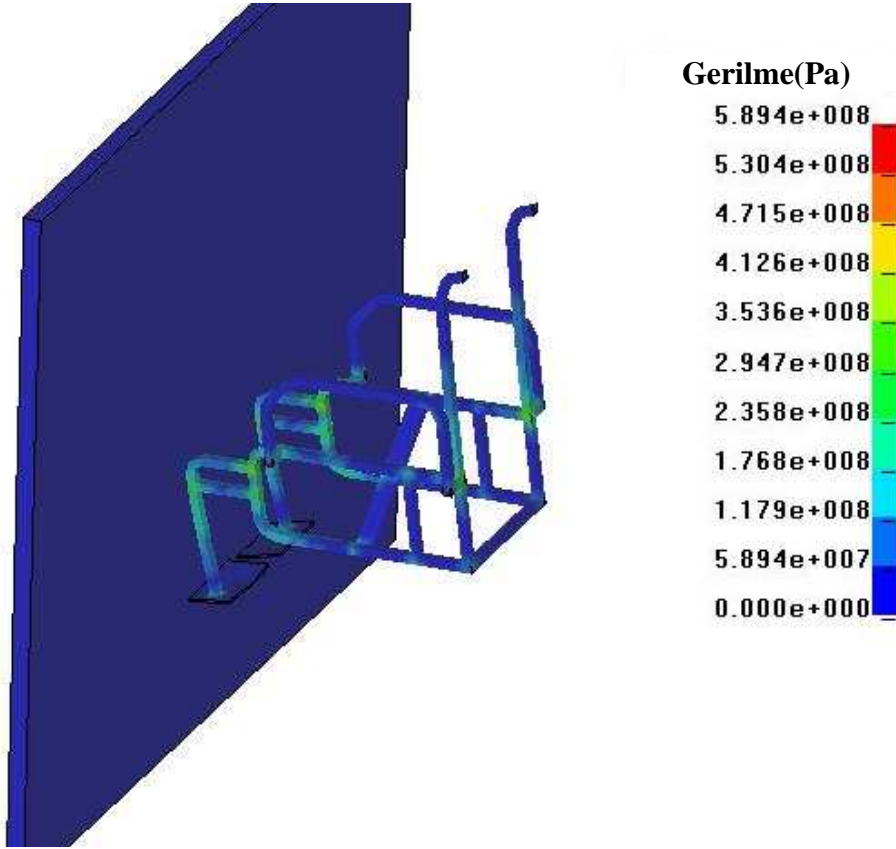
### EK – A Gerilme Dağılım Şekilleri



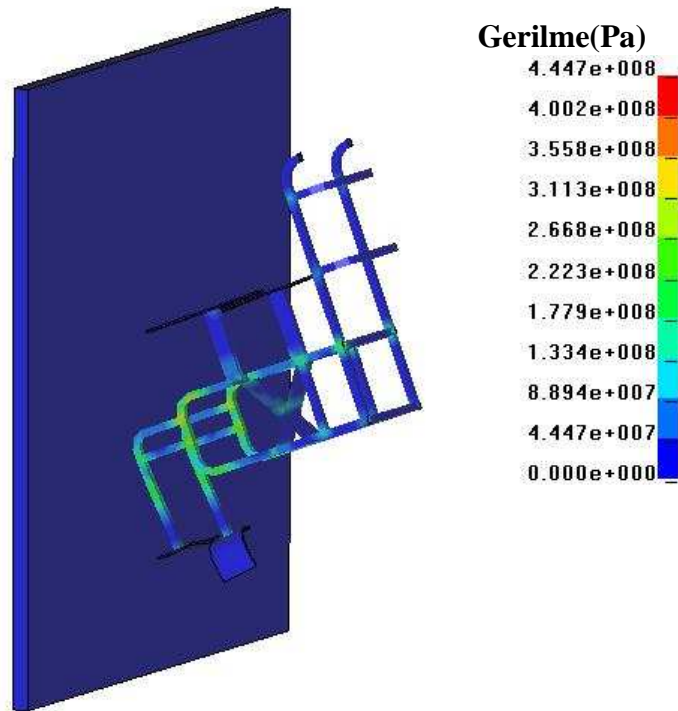
Şekil A.1. Sandalye\_2 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı



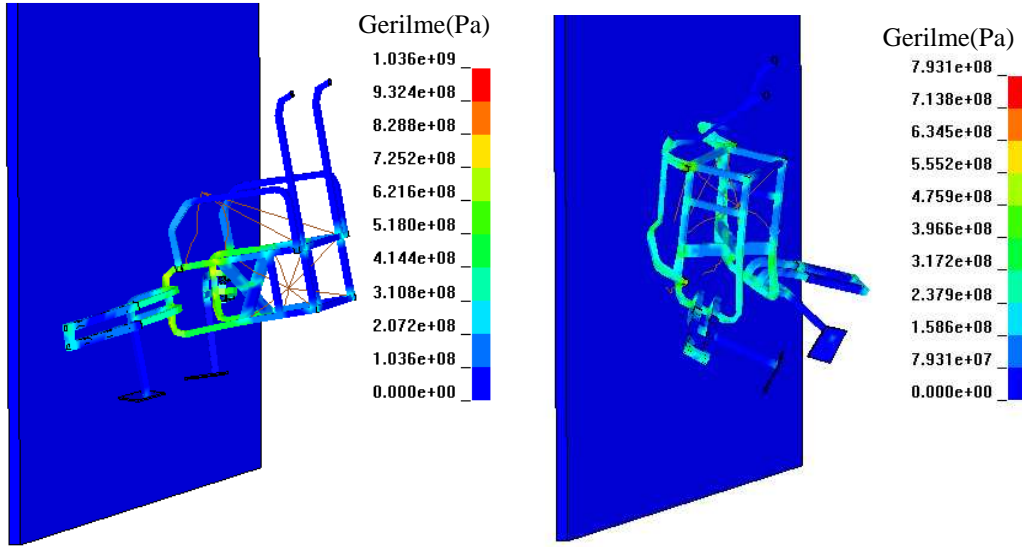
Şekil A.2. Sandalye\_3 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı



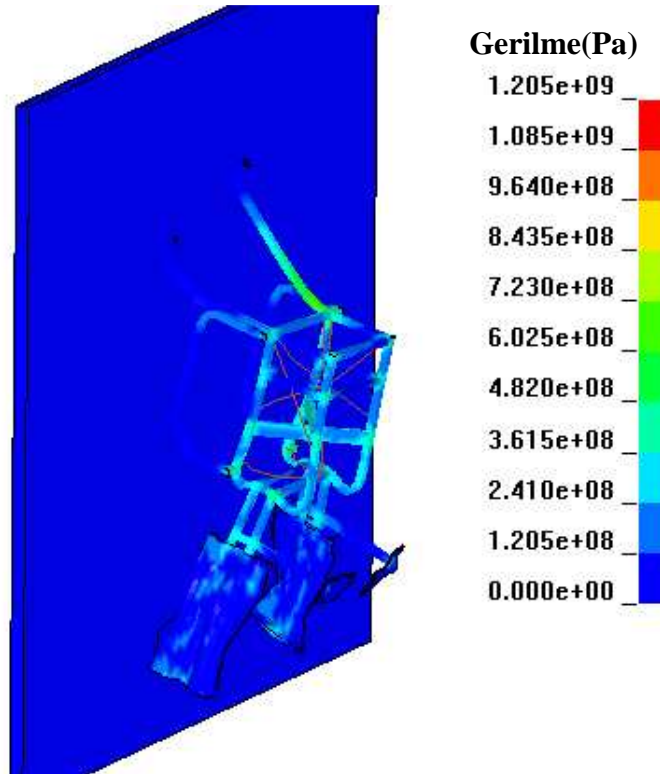
Şekil A.3. Sandalye\_4 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı



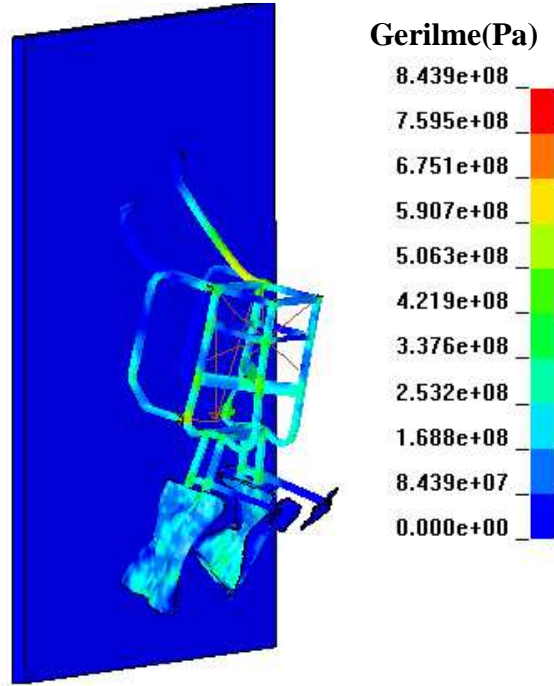
Şekil A.4. Sandalye\_5 Analiz Sonucundaki Gerilme dağılımı



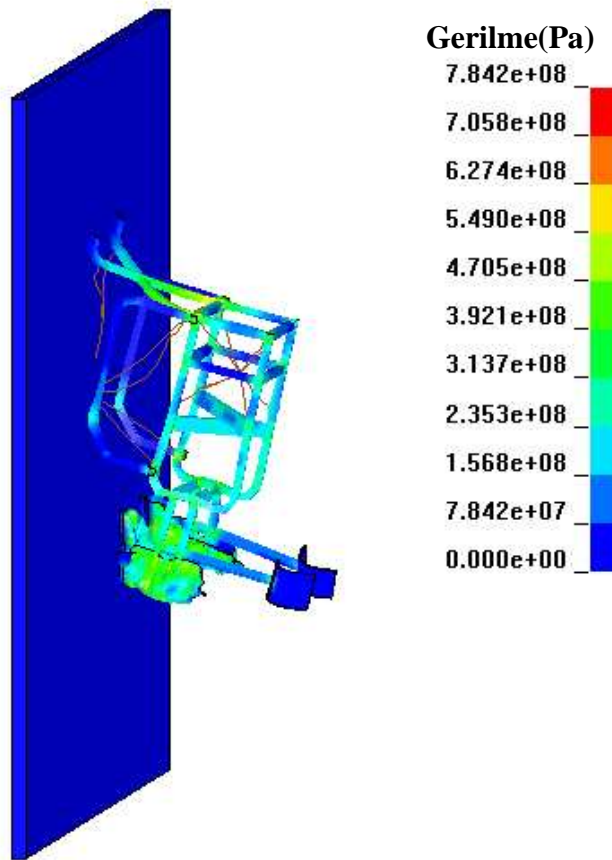
Şekil A.5. Lastik takoz kullanılan sönümleme Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı



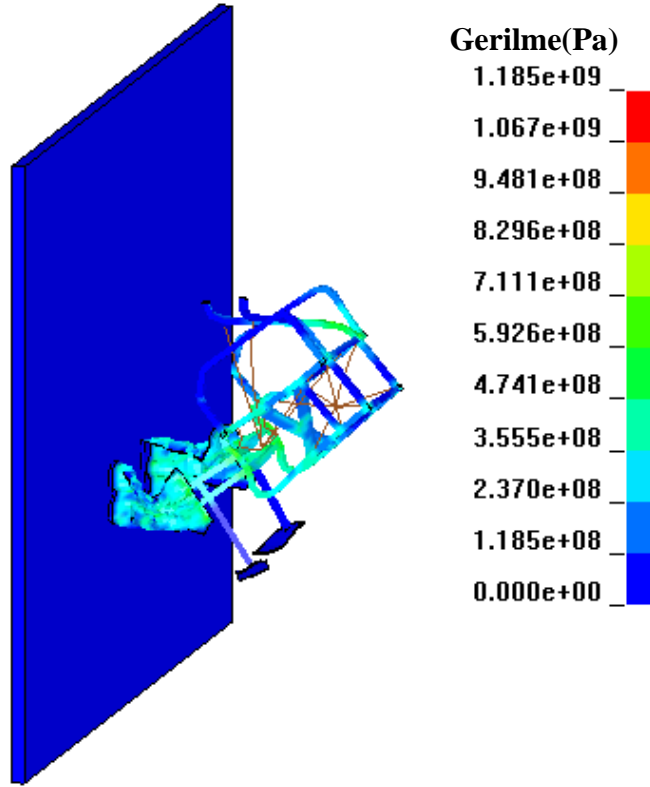
Şekil A.6. 1.5mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı



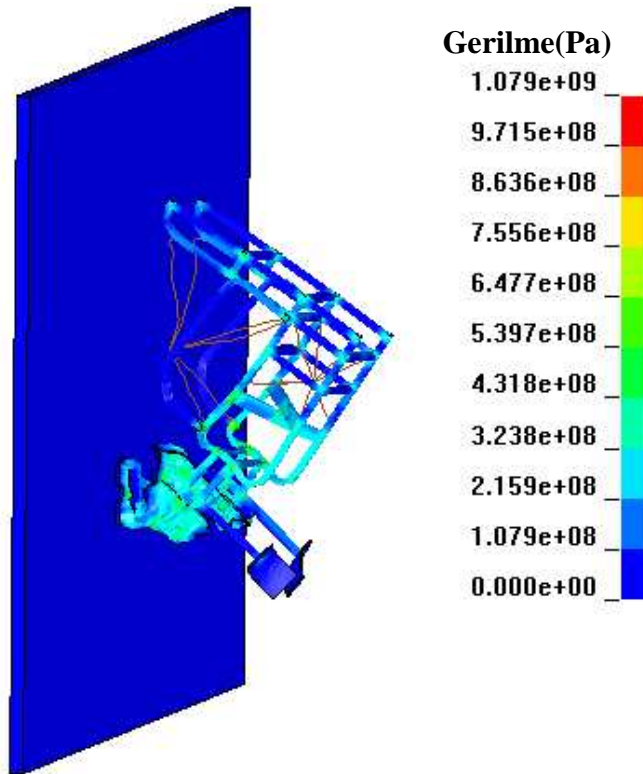
Şekil A.7. 1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı



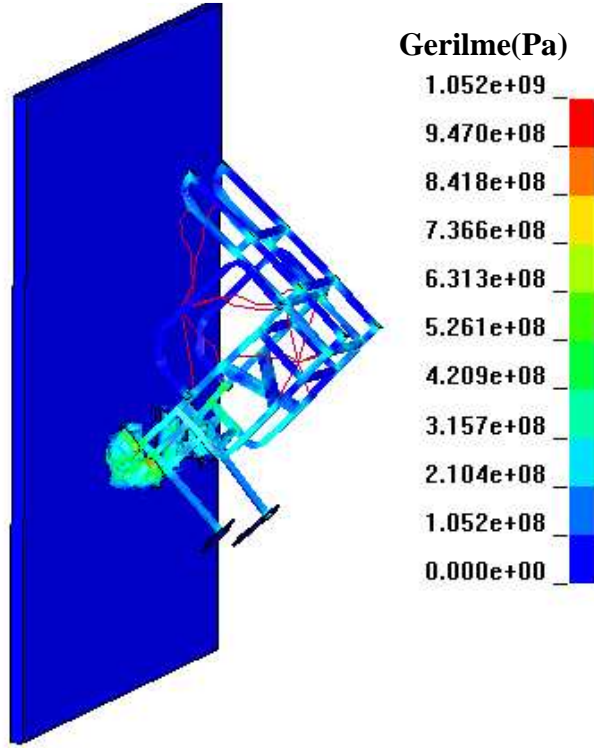
Şekil A.8. 0.7mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan omuz ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı



Şekil A.9. 1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan omuz ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı

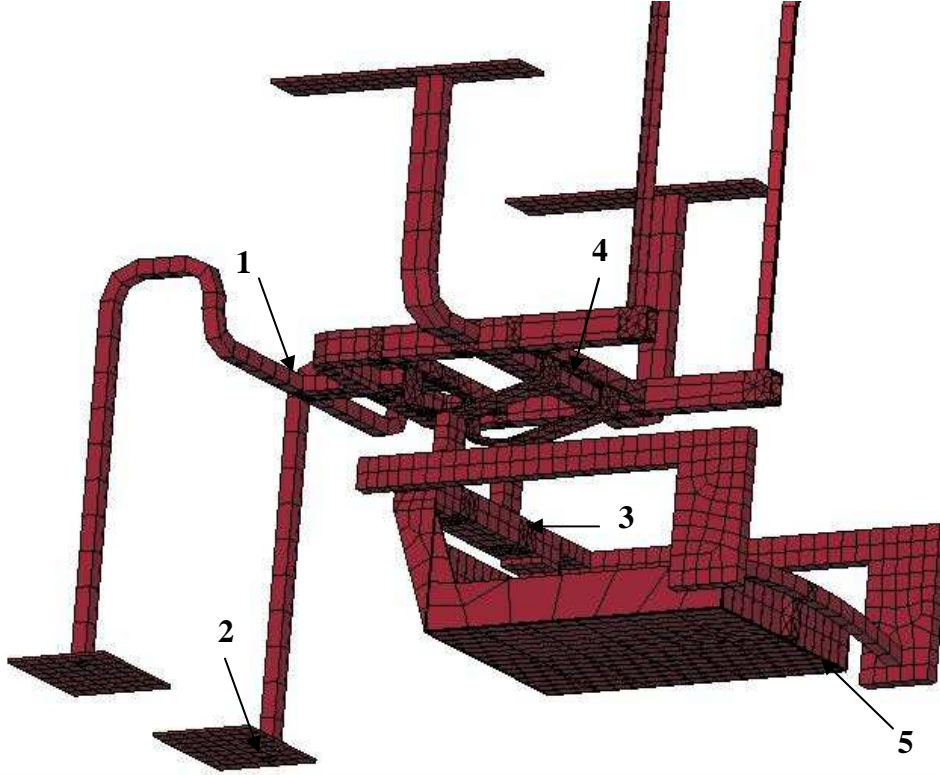


Şekil A.10. 1mm kalınlığında sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı

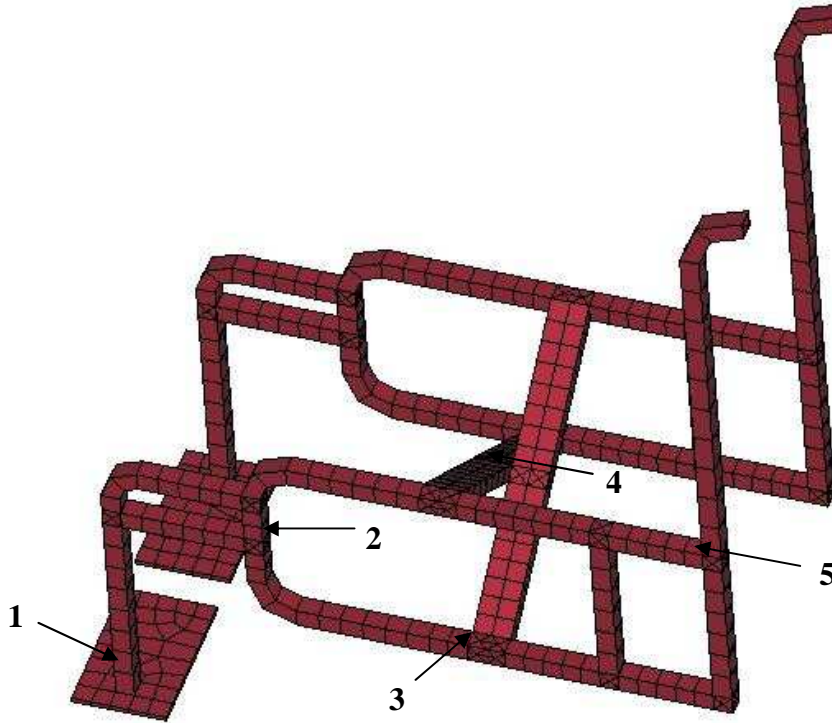


Şekil A.11. 1mm kalınlığında yükseltilmiş sönümleyici sac kullanılan sırtlık dikmeleri desteklenmiş, omuzdan ve kalçadan emniyet kemeri uygulamasının Analizi Sonucundaki Gerilme dağılımı

## EK – B Sandalyelerdeki Kritik Sonlu Elemanların Şekilleri

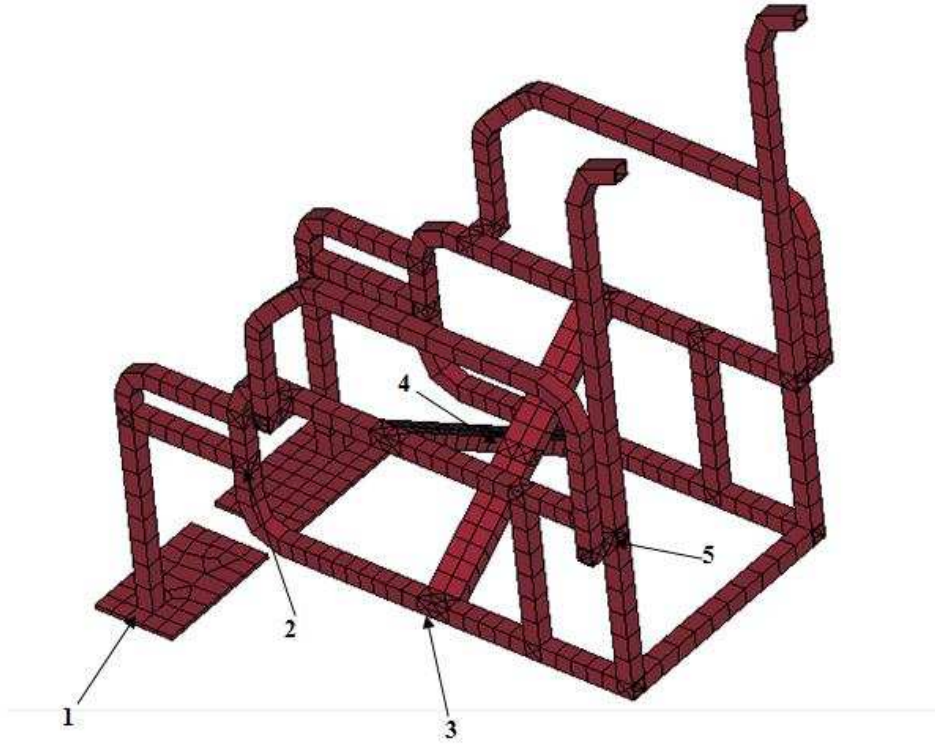


Şekil B.1. Sandalye\_2 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler

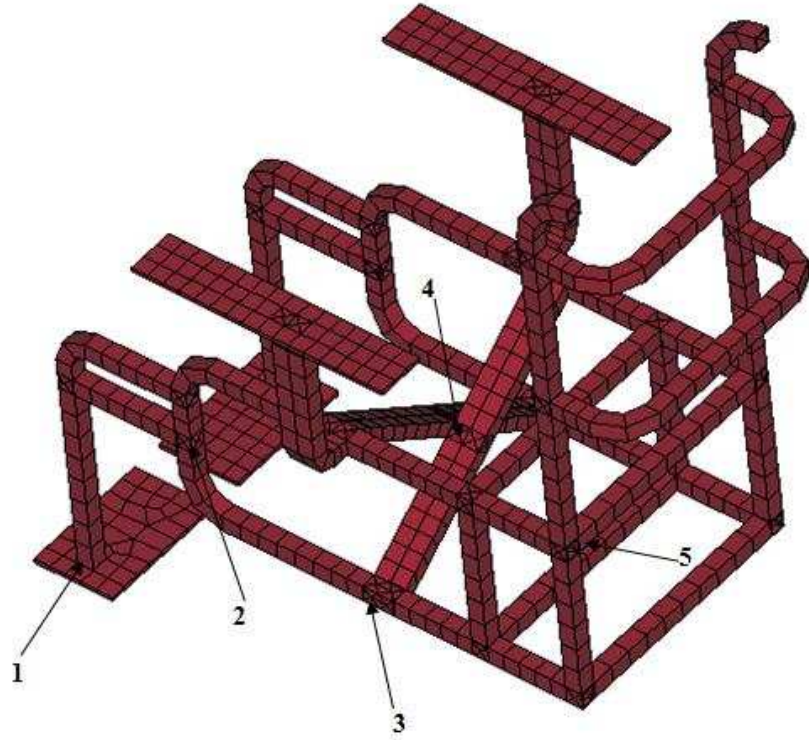


Şekil B.2. Sandalye\_3 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler



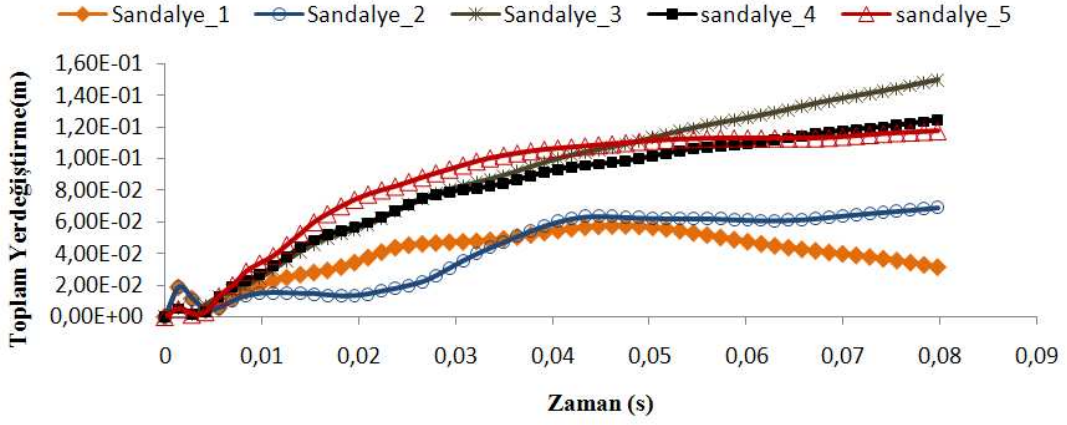


Şekil B.3. Sandalye\_4 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler

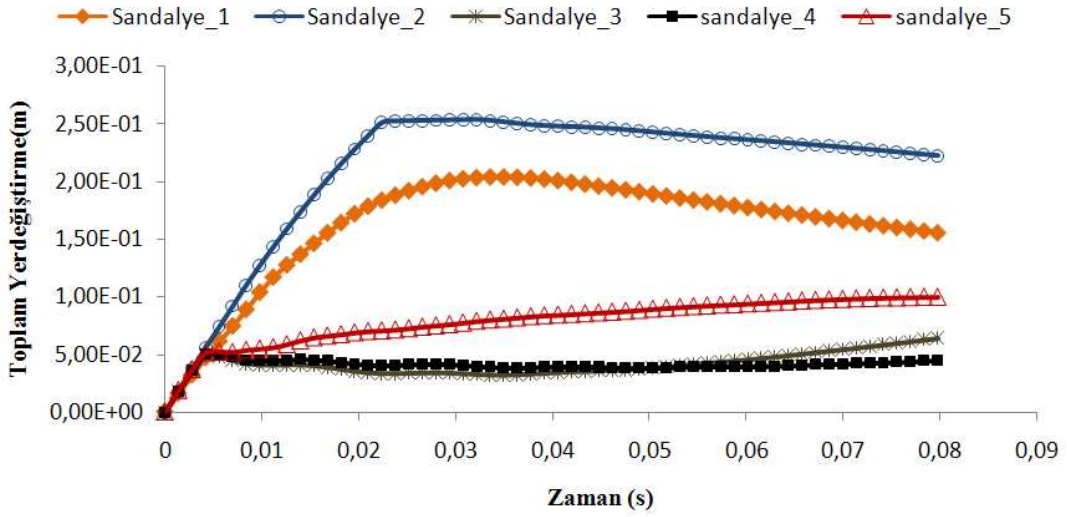


Şekil B.4. Sandalye\_5 Analiz Grafikleri için kritik bölgeler

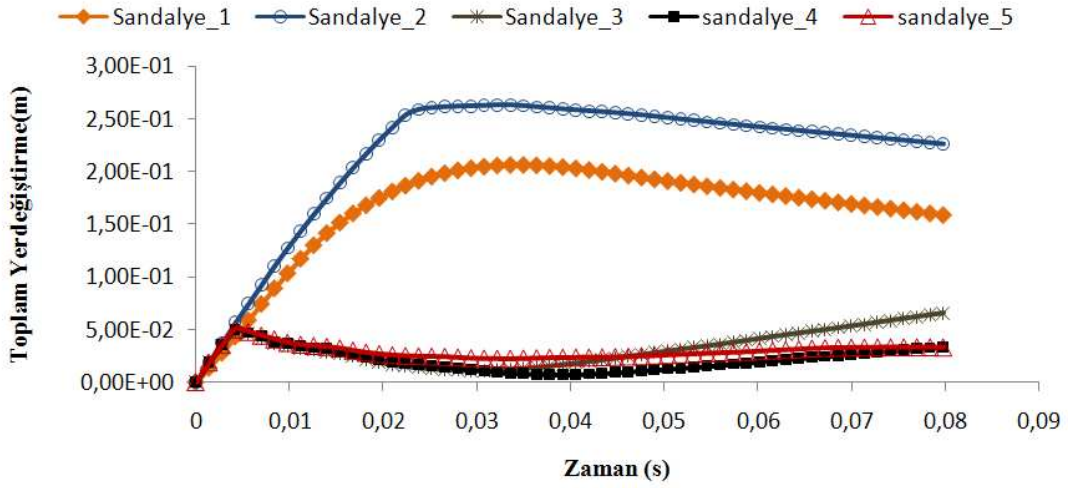
## EK – C Sandalyelerin Kritik Elemanlarının Yer-Değiştirme Grafikleri



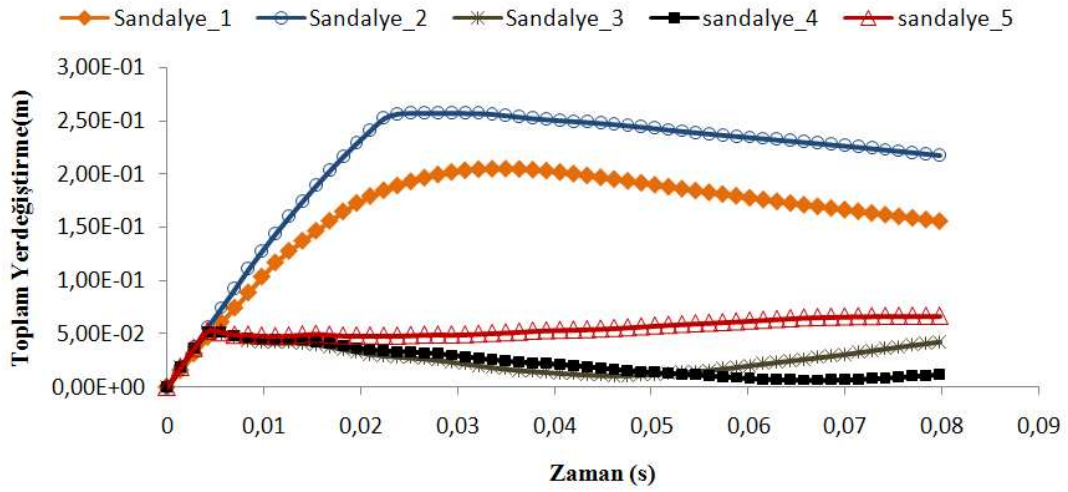
Şekil C.1. Beş Sandalyenin kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



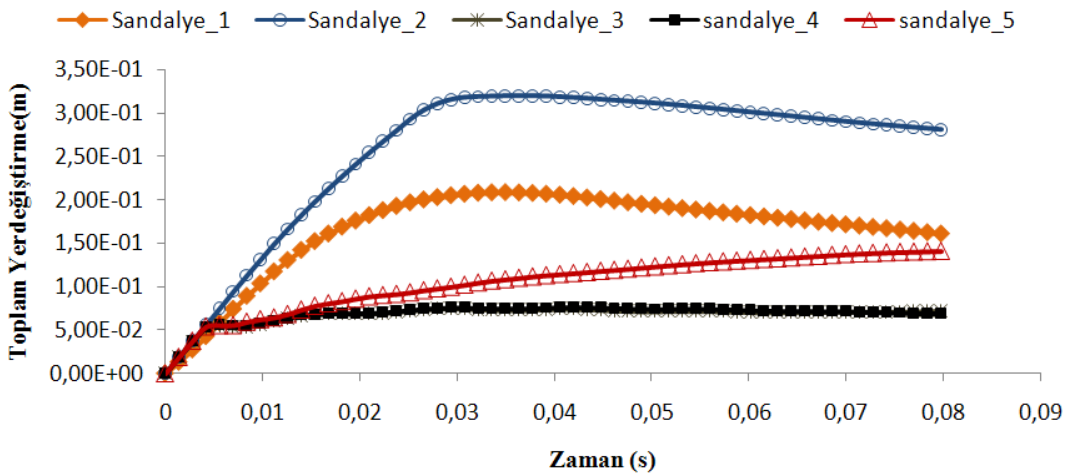
Şekil C.2. Beş Sandalyenin kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



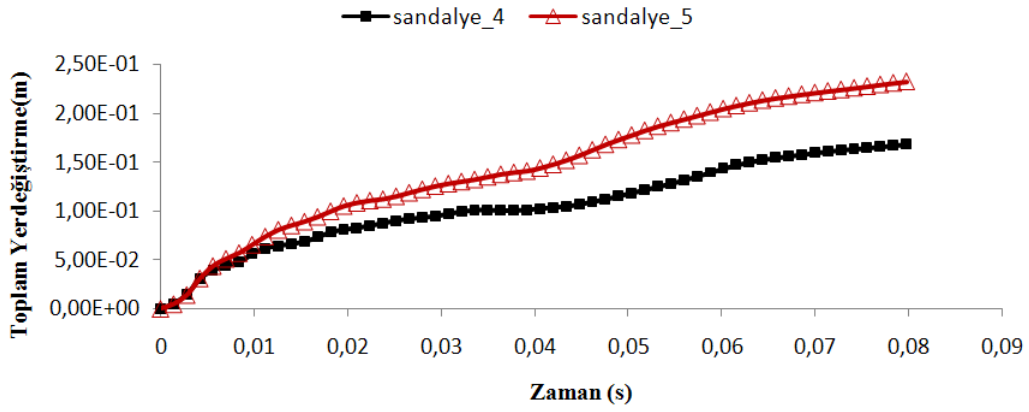
Şekil C.3. Beş Sandalyenin kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



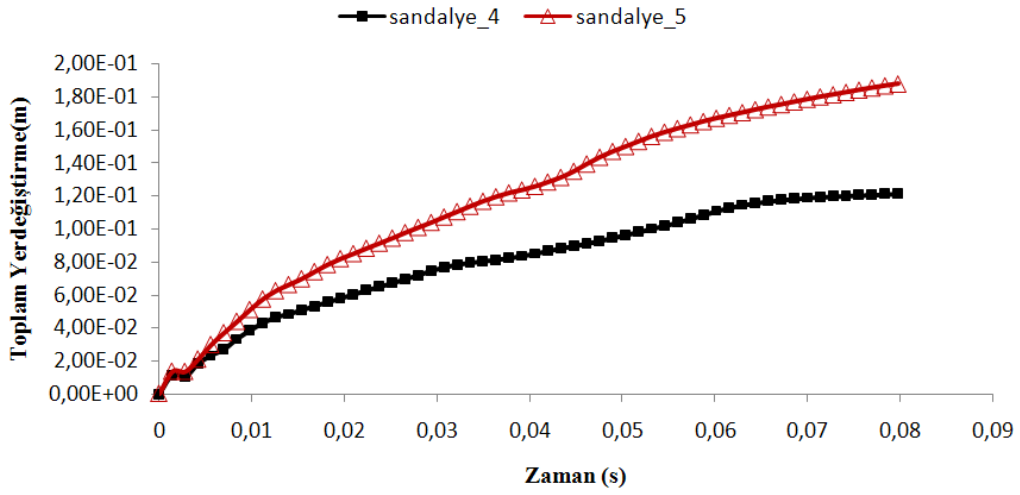
Şekil C.4. Beş Sandalyenin kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



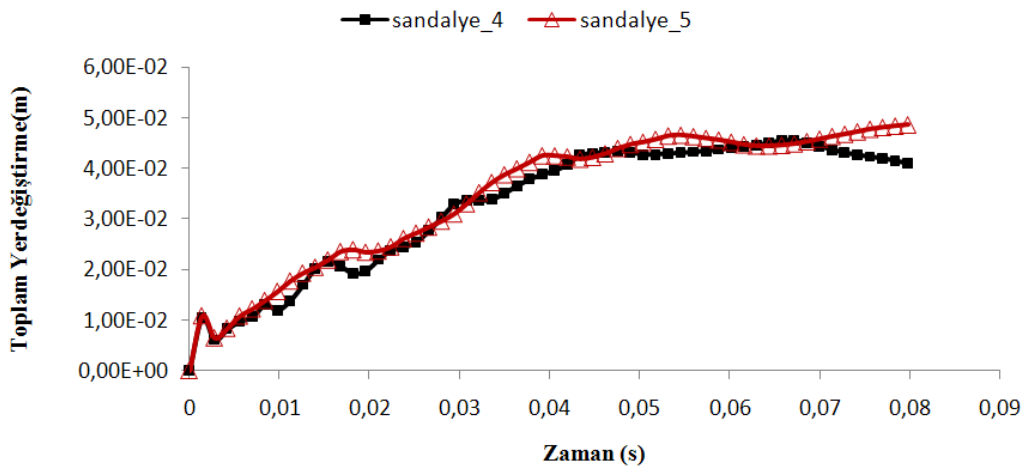
Şekil C.5. Beş Sandalyenin kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



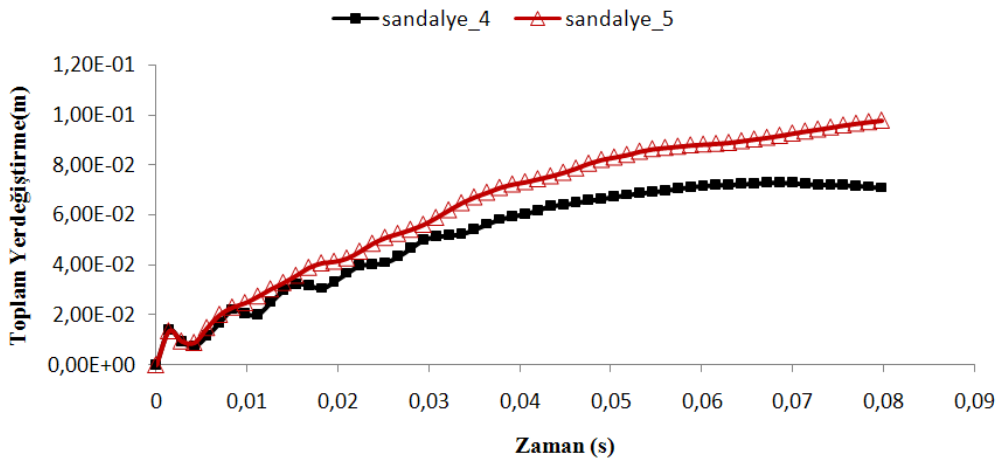
Şekil C.6. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



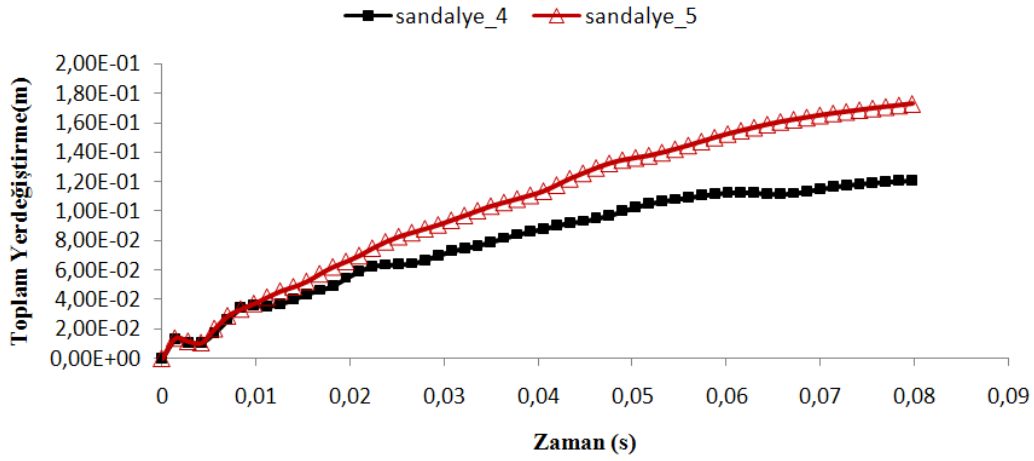
Şekil C.7. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



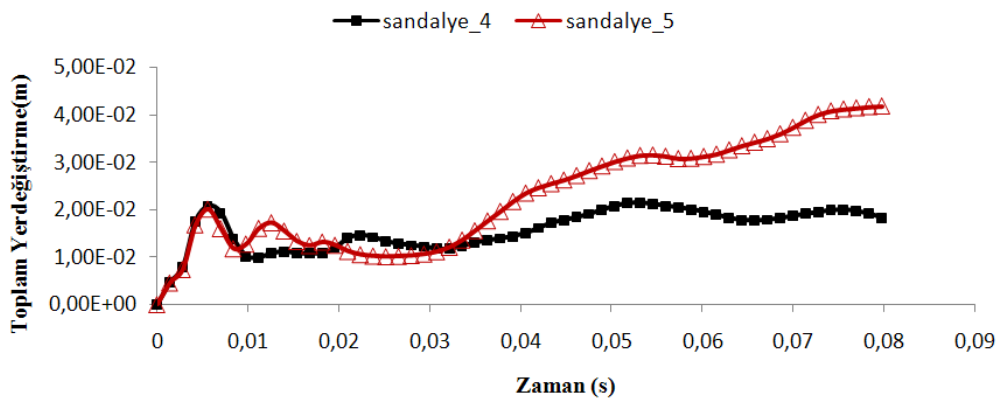
Şekil C.8. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



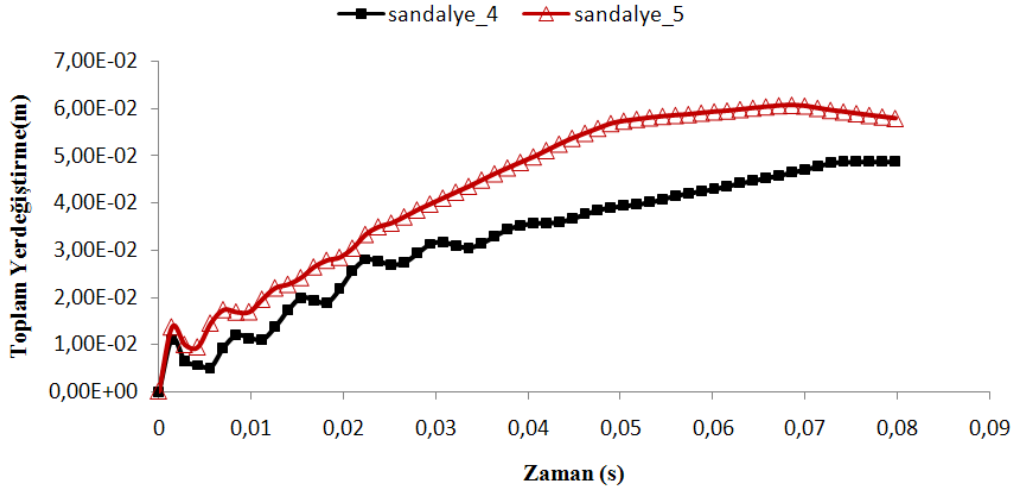
Şekil C.9. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



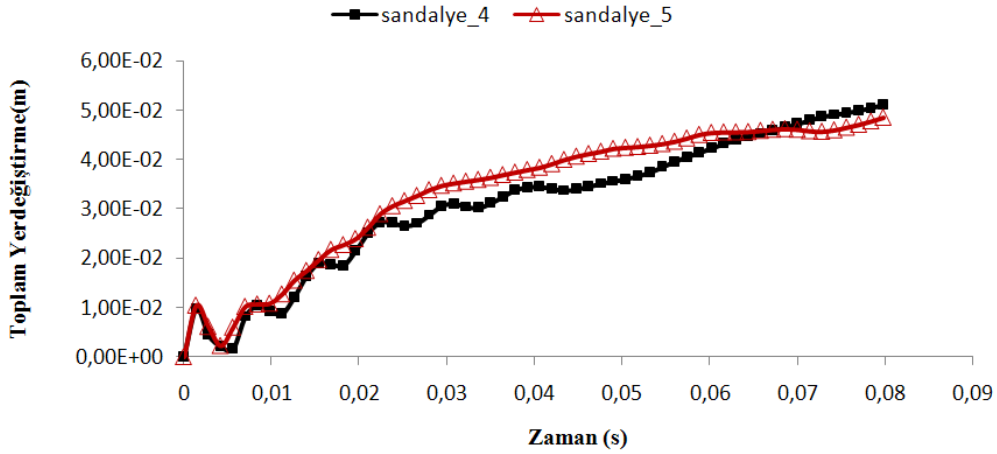
Şekil C.10. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



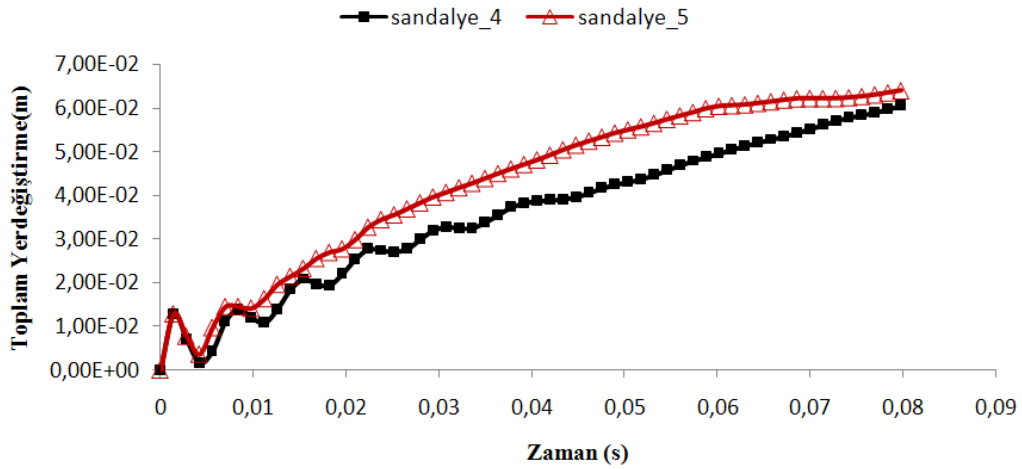
Şekil C.11. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ilk sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



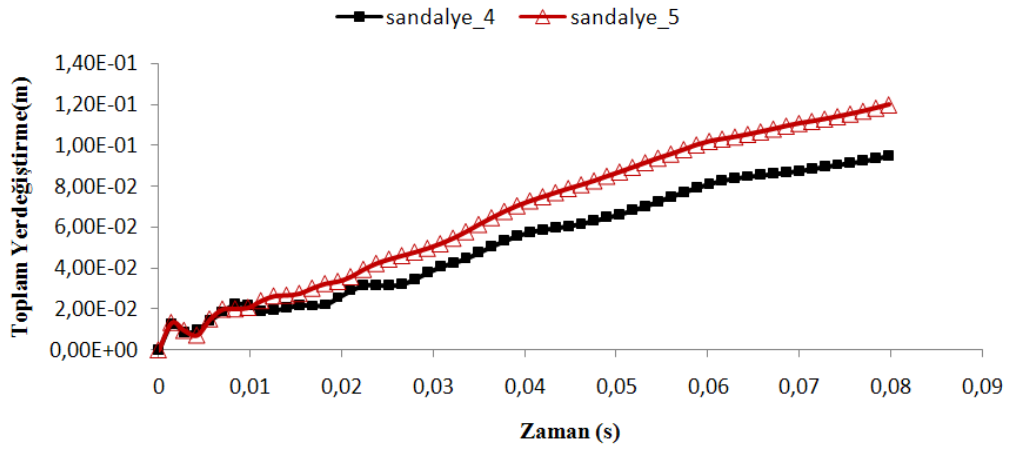
Şekil C.12. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik ikinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



Şekil C.13. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik üçüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



Şekil C.14. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik dördüncü sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri



Şekil C.15. Sandalye\_4 ve 5 in sandalye ve kullanıcı ağırlıklarıyla yapılmış kritik beşinci sonlu elemanlarının yer-değiştirme değerleri

## ÖZGEÇMİŞ

İ.Kutay YILMAZÇOBAN 1977 yılında Ankara'da doğdu. 1995 yılında İSTEK Vakfı Özel Atanur Oğuz Kolejinden mezun oldu. 1996 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne girdi. 2000 yılında bölüm ikincisi olarak, onur derecesiyle mezun olduktan sonra aynı yıl Sakarya Üniversitesinde Makine Tasarım İmalat bilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. 2003 yılında yüksek lisans programından mezun olduktan sonra aynı yıl, Makine Tasarım İmalat bilim dalında Doktora eğitimine başladı. 2000 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen bu bölümde görevine devam etmektedir.